



**TUGAS AKHIR - TF141581**

**DESAIN SUSPensi AKTIF  
MODEL SETENGAH BADAN MOBIL  
UNTUK KENYAMANAN BERKENDARA  
PADA *PASSENGER CAR***

Di Susun Oleh :  
LAILY OKTAVIANA  
NRP.2413 100 079

Dosen Pembimbing :  
Ir. Yerri Susatio, M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2017





**TUGAS AKHIR - TF141581**

**DESAIN SUSPENSIF AKTIF  
MODEL SETENGAH BADAN MOBIL  
UNTUK KENYAMANAN BERKENDARA  
PADA *PASSENGER CAR***

Di Susun Oleh :  
LAILY OKTAVIANA  
NRP.2413 100 079

Dosen Pembimbing :  
Ir. Yerri Susatio, M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2017





FINAL PROJECT - TF141581

***DESIGN OF HALF-CAR  
ACTIVE SUSPENSION SYSTEM  
FOR PASSENGER CAR RIDE COMFORT***

By :  
LAILY OKTAVIANA  
NRP.2413 100 079

Supervisor :  
Ir. Yerri Susatio, M.T.

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA 2017



## PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Laily Oktaviana  
NRP : 2413100079  
Jurusan/Prodi : Teknik Fisika/S1 Teknik Fisika  
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir saya yang berjudul “Desain Suspensi Aktif Model Setengah Badan Mobil Untuk Kenyamanan Berkendara Pada *Passenger Car*” adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila dikemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan penuh tanggung jawab

Surabaya, 20 Januari 2017

Yang Membuat Pernyataan



Laily Oktaviana  
2413100079





**LEMBAR PENGESAHAN**

**DESAIN SUSPENSII AKTIF  
MODEL SETENGAH BADAN MOBIL UNTUK  
KENYAMANAN BERKENDARA PADA *PASSENGER CAR*  
TUGAS AKHIR  
OLEH:**

**LAILY OKTAVIANA**  
**NRP. 2413100079**

**Surabaya, Januari 2017**  
**Mengetahui/Menyetujui,**  
**Pembimbing**



**Ir. Yerri Susatio, M.T.**  
**NIP. 19541017 198003 1 005**

**Ketua Departemen**  
**Teknik Fisika FTI-ITS**



**Agus Muhammad Hatta, ST, Msi, Ph.D.**  
**NIP. 19780902 200312 1 002**

vii



**DESAIN SUSPensi AKTIF  
MODEL SETENGAH BADAN MOBIL UNTUK  
KENYAMANAN BERKENDARA PADA *PASSENGER CAR***

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh  
Gelara Sarjana Teknik**





**Pada**

**Bidang Rekaya Vibrasi dan Akustik  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Oleh:**

**LAILY OKTAVIANA  
NRP. 2413100079**

**Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir**

- |   |   |
|---|---|
| <b>1. Ir. Yerri Susatio,M.T</b>         | <br>.....(Pembimbing)    |
| <b>2. Ir. Wiratno Argo Asmoro,M.Sc</b>  | <br>.....(Ketua Penguji) |
| <b>3. Dr. Dhany Arifianto,S.T,M.Eng</b> | <br>.....(Penguji I)   |
| <b>4. Bagus Tris Atmaja,S.T,M.T</b>     | <br>.....(Penguji II)  |

**SURABAYA  
Januari, 2017**



**DESAIN SUSPENSI AKTIF  
MODEL SETENGAH BADAN MOBIL UNTUK  
KENYAMANAN BERKENDARA PADA PASSENGER CAR**

**Nama Mahasiswa** : Laily Oktaviana  
**NRP** : 2413100079  
**Jurusan** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Yerri Susatio, M.T.

**Abstrak**

Saat ini kenyamanan dalam berkendara menjadi fokus utama dalam dunia otomotif. Posisi sebagai pengendara (*driver*) merasakan langsung efek getaran yang terutama bersumber dari interaksi kendaraan dan lintasan jalan yang tidak rata. Getaran berakibat pada menurunnya kinerja manusia, menimbulkan ketidaknyamanan dan kelelahan. Pada tugas akhir ini dilakukan penelitian untuk mendesain sistem suspensi aktif untuk mereduksi getaran pada kursi pengendara yang diakibatkan oleh gangguan jalan yang tidak rata. Kendali PID digunakan dalam desain sistem suspensi aktif ini. Metode *Direct synthesis* adalah salah satu cara efektif untuk mentuning parameter PID yang digunakan sebagai pengendali. Konsep utama metode *Direct synthesis* adalah menyesuaikan dengan bentuk *plant* yang akan dikendalikan dan respon sistem yang diinginkan berdasarkan input sinyal gangguan. Dalam penelitian ini digunakan tiga sinyal pengganggu yaitu step, *impulse* dan sinus. Desain suspensi ini bertujuan untuk mendapatkan parameter kendali yang menghasilkan respon sesuai dengan standar kenyamanan ISO 2631. Dari hasil simulasi didapatkan nilai  $\tau_c$  untuk input step adalah 0.0002 menghasilkan *arms*  $0.086 \text{ m/s}^2$  dan *damping ratio* 0.21, untuk input *impulse* dengan nilai  $\tau_c$  0.002 menghasilkan *arms*  $0.112 \text{ m/s}^2$  dan *damping ratio* 0.22, dan untuk input sinus dengan nilai  $\tau_c$  0.00005 menghasilkan *arms*  $0.09 \text{ m/s}^2$ .

**Kata Kunci** : Suspensi Aktif, PID, *Direct Synthesis*, ISO 2631



## ***DESIGN OF HALF-CAR ACTIVE SUSPENSION SYSTEM FOR PASSENGER CAR RIDE COMFORT***

**Student Name** : Laily Oktaviana  
**NRP** : 2413100079  
**Department** : Engineering Physics FTI-ITS  
**Supervisor** : Ir. Yerri Susatio, M.T.

### ***Abstract***

*Nowdays, riding comfort becomes the main focus in the automotive industries. The driver feels the direct effects of the vibrations that mainly caused by interaction of the vehicle and the roadway. Vibration can degrade human performance, causing discomfort and fatigue. In this thesis research, the active suspension system is designed to reduce vibrations on the driver seat caused by road disturbances. PID control is used in the design of this active suspension system. Direct synthesis method is one way to tunes PID parameter that is used as a controller. Direct synthesis method worked by adapting the shape of the plant and desired output respon which will be controlled based on interference signal input. This study used three interference signal, they are step, impulse and sine. The aim of this suspension design is to obtain the control parameters that produce an allowable response according to ISO 2631. According to the simulation result,  $\tau_c$  value for step input is 0.0002, this value makes arms  $0.086 \text{ m/s}^2$  and damping ratio 0.21, for impulse input the  $\tau_c$  value is 0.002 and makes arms  $0.112 \text{ m/s}^2$  and damping ratio of 0.22, and for the sine input, the  $\tau_c$  value is 0.00005 and makes arms  $0.09 \text{ m/s}^2$ .*

**Keyword** : Active Suspension, PID, Direct Synthesis, ISO 2631





## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kedirat Allah S.W.T, dimana atas berkat rahmat dan ridho-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul **DESAIN SUSPENSI AKTIF MODEL SETENGAH BADAN MOBIL UNTUK KENYAMANAN BERKENDARA PADA *PASSENGER CAR***

. Laporan tugas akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu persyaratan untuk mendapatkan gelar sarjana teknik pada program S-1 Teknik Fisika FTI ITS.

Dalam penelitian dan penyusunan laporan ini, penulis telah mendapat banyak bantuan dari pihak-pihak yang bersedia dengan ikhlas meluangkan waktunya. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terimakasih kepada:

1. Bapak Agus Muhammad Hatta, S.T,M.Sc,Ph.D. selaku ketua Jurusan Teknik Fisika FTI-ITS.
2. Bapak Ir. Yerri Susatio, M.T selaku dosen pembimbing yang selalu dengan sabar dan ulet memberikan ilmu, membantu memecahkan masalah, memberikan kuliah kilat, dan selalu mencurahkan perhatian serta kasih sayang kepada mahasiswa yang dibimbing.
3. Bapak Totok Ruki Biyanto, S.T,M.T,Ph.D. selaku pahlawan yang benar-benar tanpa tanda jasa. Selalu siap sedia memberikan bimbingan terkait ilmu kontrol-dari awalnya penulis tidak punya dasar- sampai penelitian dan laporan ini dapat terselesaikan.
4. Bapak Ir. Wirato Argo Asmoro M.Sc selaku dosen wali dan juga kepala laboratorium vibrasi dan akustik yang selalu dengan sabar memberikan wejangan dan saran dalam upaya penulis merangkai langkah dimasa depan.
5. Bapak Ibu dosen Teknik Fisika ITS yang telah memberikan segenap ilmunya sehingga penulis dapat menyelesaikan pendidikan sarjana dengan baik.
6. Teman-teman Laboratorium Vibrasi dan Akustik yang selalu memberikan dukungan, semangat dan selalu siap sebagai partner diskusi terkait bahasan tugas akhir.

7. Teman-teman F48 khususnya yang bersama-sama mengambil tugas akhir disemester 7, terimakasih sudah bersama-sama saling memotivasi dan menyemangati.

8. Kabinet OKE HMTF ITS 14/16 dan seluruh staff, serta jajaran Pemandu Idjo Teknik Fisika, terimakasih sudah membuat kehidupan selama perkuliahan menjadi penuh dengan pengalaman hebat dan selalu menjadi sumber inspirasi.

9. Tim Clurit, Tim Free and Freak, dan Tim ibu-ibu FTI, terimakasih sudah menjadi sahabat yang paling pengertian. Selalu menyediakan waktu dan bahu untuk tempat berkeluh kesah.

10. Dan semua pihak yang sudah dengan ikhlas bersedia meluangkan waktu untuk mengaminkan segala do'a yang penulis panjatkan.

Ucapan terimakasih yang tak terhingga kepada Bapak dan Ibuk yang telah mnyucurkan keringat tiada henti, selalu berjuang, memberikan dukungan, semangat, nasehat, kasih sayang, dan limpahan do'a tanpa kenal waktu untuk keberhasilan anak tunggalnya.

Semoga Allah memberikan rahmat dan hidayah serta amal baik kepada kita semua. Yang terakhir penulis berharap agar laporan ini dapat bermanfaat bagi seluruh pembaca khususnya mahasiswa Teknik Fisika ITS dalam memperkaya ilmu dan sumber inspirasi sebagai pengembangan penelitian dimasa mendatang.

Surabaya, 27 Desember 2016

Penyusun

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL.....</b>	<b>i</b>
<b>PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME .....</b>	<b>vii</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN.....</b>	<b>ix</b>
<b>Abstrak.....</b>	<b>xiii</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>xv</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>xvii</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>xix</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>xxiii</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xxvii</b>
<b>DAFTAR ISTILAH DAN SINGKATAN.....</b>	<b>xxix</b>
<b>DAFTAR LAMPIRAN .....</b>	<b>xxxi</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan.....	3
1.5 Manfaat.....	3
1.6 Sistematika Laporan .....	4
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>5</b>
2.1 Gerak Harmonik .....	5
2.2 Getaran Teredam .....	6
2.2 Model Matematis Setengah Badan Mobil Dengan Kursi <i>Driver</i> .....	7
2.3 Sistem Kontrol.....	9
2.3.1 Sistem Kontrol Dengan Jaringan Tertutup [11] .....	9
2.3.2 Karakteristik Respon <i>Transient</i> .....	11
2.4 Kontrol PID .....	13
2.4.1 Kontrol <i>Proportional</i> .....	13
2.4.2 Kontrol Proporsional Integral (PI).....	14
2.4.3 Kontroler Proporsional Derivatif (PD).....	15
2.2.4 Kontroler Proportional Integral Derivative (PID) .....	15
2.5 Metode <i>Direct Synthesis</i> .....	16

<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....</b>	<b>19</b>
3.1 Standar Kenyamanan Berkendara .....	20
3.2 Jenis Mobil Dan Parameter Sistem Suspensi Pasif .....	21
3.3 Perancangan Kendali Aktif Sistem Suspensi Model Setengah Mobil .....	23
3.4 Profil Lintasan Jalan.....	24
3.4.1 Fungsi Step.....	24
3.4.2 Fungsi Sinusoidal .....	25
3.4.3 Fungsi <i>Impulse</i> .....	25
3.5 <i>Autotuning</i> PID.....	26
3.6 Tuning PID Dengan Metode <i>Direct Synthesis</i> .....	26
 <b>BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>29</b>
4.1 Transmisi Getaran Pada Kursi <i>Driver</i> .....	29
4.2 Hasil Simulasi Suspensi Pasif .....	30
4.2.1 Hasil Simulasi Suspensi Pasif Input Step.....	30
4.2.2 Hasil Simulasi Suspensi Pasif Input Impuls .....	32
4.2.3 Hasil Simulasi Suspensi Pasif Input Sinus .....	34
4.3 Hasil Simulasi dengan <i>Autotuning</i> PID.....	35
4.3.1 Hasil Simulasi <i>Autotuning</i> Input Step .....	35
4.3.2 Hasil Simulasi <i>Autotuning</i> Input Impuls .....	37
4.3.3 Hasil Simulasi <i>Autotuning</i> Input Sinus.....	39
4.4 Simulasi Suspensi Aktif Dengan Metode <i>Direct Synthesis</i> .....	40
4.4.1 Parameter kendali PID dengan Tuning <i>Direct Synthesis</i> .....	41
4.5.1 Perbandingan Respon Suspensi Pasif Dan Aktif DS Untuk Gangguan Sinyal Step .....	58
4.5.2 Perbandingan Respon Suspensi Pasif Dan Aktif DS Untuk Gangguan Sinyal Impuls .....	58
4.5.2 Perbandingan Respon Suspensi Pasif Dan Aktif DS Untuk Gangguan Sinyal sinus .....	59
4.6 Hasil Simulasi Untuk Gangguan Lintasan Roda Depan Dan Belakang.....	59
4.6.1 Hasil Simulasi Lintasan Roda Depan Belakang Untuk Gangguan Step .....	59

4.6.2 Hasil Simulasi Lintasan Roda Depan Belakang Untuk Gangguan <i>Impulse</i> .....	62
4.6.3 Hasil Simulasi Lintasan Roda Depan Belakang Untuk Gangguan Sinus.....	64
4.7 Pembahasan.....	66
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>69</b>
5.1 Kesimpulan.....	69
5.2 Saran.....	69
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>71</b>



## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2. 1</b>	Peluruhan Logaritmis Amplitudo Getaran [11] .....	6
<b>Gambar 2. 2</b>	Model Setengah Mobil Dengan Driver .....	7
<b>Gambar 2. 3</b>	Blok Diagram Jaringan Tertutup [12] .....	9
<b>Gambar 2. 4</b>	Grafik Respon Transient [1] .....	12
<b>Gambar 2. 5</b>	Blok Diagram PID Controller [12] .....	13
<b>Gambar 2. 6</b>	Diagram Blok Kontroler Proporsional [12] .....	14
<b>Gambar 2. 7</b>	Diagram Blok Kontrol PI [12] .....	14
<b>Gambar 2. 8</b>	Diagram Blok kontrol PD [12].....	15
<b>Gambar 2. 9</b>	Diagram Blok sistem [13] .....	16
<b>Gambar 3. 1</b>	Diagram alir Penelitian      20	
<b>Gambar 3. 2</b>	Jenis Mobil yang digunakan sebagai parameter [15] .....	22
<b>Gambar 3. 3</b>	Perancangan suspensi aktif model setengah badan mobil.....	23
<b>Gambar 3. 4</b>	Profil lintasan step.....	25
<b>Gambar 3. 5</b>	Grafik Lintasan Sinus .....	25
<b>Gambar 3. 6</b>	Profil sinyal impuls .....	26
<b>Gambar 4. 1</b>	Respon Displacement Bodi Mobil Pada Openloop .....	29
<b>Gambar 4. 2</b>	Respon Displacement Kursi Pada Openloop .....	30
<b>Gambar 4. 3</b>	Respon Simpangan Kursi Akibat Input Step Pada Roda Depan Suspensi Pasif.....	31
<b>Gambar 4. 4</b>	Respon Percepatan Kursi Akibat Input Step Pada Roda Depan Suspensi Pasif.....	31
<b>Gambar 4. 5</b>	Respon Simpangan Kursi Akibat Input Impulse Pada Roda Depan Suspensi Pasif.....	32
<b>Gambar 4. 6</b>	Respon Percepatan Kursi Akibat Input Impulse Pada Roda Depan Suspensi Pasif.....	33
<b>Gambar 4. 7</b>	Respon Simpangan Kursi Akibat Input Sinus Pada Roda Depan Suspensi Pasif.....	34
<b>Gambar 4. 8</b>	Respon Percepatan Kursi Akibat Input Sinus Pada Roda Depan Suspensi Pasif.....	35
<b>Gambar 4. 9</b>	Respon Simpangan Gangguan Step Dengan Autotuning.....	36

<b>Gambar 4. 10</b>	Respon Percepatan Gangguan Step Dengan Autotuning.....	36
<b>Gambar 4. 11</b>	Respon Simpangan Gangguan Impuls Dengan Autotuning.....	37
<b>Gambar 4. 12</b>	Respon Percepatan Gangguan Impuls Dengan Autotuning.....	38
<b>Gambar 4. 13</b>	Respon Simpangan Gangguan Sinus Dengan Autotuning.....	39
<b>Gambar 4. 14</b>	Respon Percepatan Gangguan Sinus Dengan Autotuning.....	39
<b>Gambar 4. 15</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 1$ .....	42
<b>Gambar 4. 16</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.1$ .....	43
<b>Gambar 4. 17</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.01$ .....	43
<b>Gambar 4. 18</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.001$ .....	43
<b>Gambar 4. 19</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.0001$ ....	44
<b>Gambar 4. 20</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.0002$ ....	44
<b>Gambar 4. 21</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 1$ .....	45
<b>Gambar 4. 22</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.1$ .....	46
<b>Gambar 4. 23</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.01$ .....	46
<b>Gambar 4. 24</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.001$ .....	46
<b>Gambar 4. 25</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.0001$ .....	47
<b>Gambar 4. 26</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.0002$ .....	47
<b>Gambar 4. 27</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 1$ .....	49
<b>Gambar 4. 28</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.1$ .....	49
<b>Gambar 4. 29</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.01$ .....	50
<b>Gambar 4. 30</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.001$ .....	50
<b>Gambar 4. 31</b>	Respon simpangan kursi dengan $\tau_c = 0.002$ .....	50
<b>Gambar 4. 32</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 1$ .....	51
<b>Gambar 4. 33</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.1$ .....	51
<b>Gambar 4. 34</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.01$ .....	52
<b>Gambar 4. 35</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.001$ .....	52
<b>Gambar 4. 36</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.002$ .....	52
<b>Gambar 4. 37</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.001$ .....	54
<b>Gambar 4. 38</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.0001$ ....	55
<b>Gambar 4. 39</b>	Respon Simpangan Kursi Dengan $\tau_c = 0.00005$ ..	55
<b>Gambar 4. 40</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.001$ .....	56



<b>Gambar 4. 41</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.0001$ .....	56
<b>Gambar 4. 42</b>	Respon Percepatan Kursi Dengan $\tau_c = 0.00005$ ..	56
<b>Gambar 4. 43</b>	Respon Simpangan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai $\tau_c$ 0.00001 .....	60
<b>Gambar 4. 44</b>	Respon Percepatan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai $\tau_c$ 0.00001 .....	61
<b>Gambar 4. 45</b>	Respon Simpangan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai $\tau_c$ 0.001 .....	62
<b>Gambar 4. 46</b>	Respon Percepatan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai $\tau_c$ 0.001 .....	63
<b>Gambar 4. 47</b>	Respon Simpangan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai $\tau_c$ 0.00001 .....	64
<b>Gambar 4. 48</b>	Respon Percepatan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai $\tau_c$ 0.00001 .....	65



## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 3. 1</b> Standar kenyamanan berdasarkan ISO 2631 .....	21
<b>Tabel 3. 2</b> Parameter Sistem Suspensi Model Setengah Badan Mobil .....	22
<b>Tabel 3. 3</b> Tabel Persamaan Tuning Direct synthesis [16] .....	27
<b>Tabel 4. 1</b> Respon Transient Suspensi Aktif Autotuning dengan gangguan sinyal step .....	37
<b>Tabel 4. 2</b> Respon Transient Suspensi Aktif Autotuning dengan gangguan sinyal impuls .....	38
<b>Tabel 4. 3</b> Respon Transient Suspensi Aktif Autotuning dengan gangguan sinyal sinus.....	40
<b>Tabel 4. 4</b> Parameter PID input step dengan variasi nilai $\tau_c$ .....	41
<b>Tabel 4. 5</b> Parameter PID input Impulse dengan variasi nilai $\tau_c$ .....	41
<b>Tabel 4. 6</b> Parameter PID input sinus dengan variasi nilai $\tau_c$ .....	42
<b>Tabel 4. 7</b> Respon Transient Suspensi Aktif Dengan Gangguan Sinyal Step.....	48
<b>Tabel 4. 8</b> Respon Transient Suspensi Aktif Dengan Gangguan Sinyal Impulse.....	53
<b>Tabel 4. 9</b> Respon Transient Suspensi Aktif DS Dengan Gangguan Sinyal Sinus.....	57
<b>Tabel 4. 10</b> Perbandingan Respon Transient Suspensi Pasif Dan Suspensi Aktif DS Untuk Gangguan Step.....	58
<b>Tabel 4. 11</b> Perbandingan Respon Transient Suspensi Pasif Dan Suspensi Aktif DS Untuk Gangguan impuls .....	58
<b>Tabel 4. 12</b> Perbandingan Respon Transient Suspensi Pasif Dan Suspensi Aktif DS Untuk Gangguan Sinus .....	59
<b>Tabel 4. 13</b> Respon Transient Simpangan Dan Percepatan Kursi Pada Gangguan Roda Depan Dan Belakang Oleh Sinyal Step ...	61
<b>Tabel 4. 14</b> Respon Transient Simpangan Dan Percepatan Kursi Pada Gangguan Roda Depan Dan Belakang Oleh Sinyal Impuls	63
<b>Tabel 4. 15</b> Respon Transient Simpangan Dan Percepatan Kursi Pada Gangguan Roda Depan Dan Belakang Oleh Sinyal Sinus ..	65



## DAFTAR ISTILAH DAN SINGKATAN

### SINGKATAN

DOF	<i>Degree Of Freedom</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
DS	<i>Direct Synthesis</i>

### LATIN

a	Percepatan ISO2631
Cs	Konstanta Redaman Kursi
C1	Konstanta redaman roda depan
C2	Konstanta redaman roda belakang
Ct1	Konstanta redaman roda depan
Ct2	Konstanta redaman roda belakang
I	Momen Inersia
Ks	Konstanta Pegas dari Kursi
K1	Konstanta Pegas roda depan
K2	Konstanta Pegas roda belakang
Kt1	Konstanta pegas roda depan
Kt2	Konstanta pegas roda belakang
L1	Jarak antara pusat bodi mobil dengan roda depan
L2	Jarak antara pusat bodi mobil dengan roda belakang
Lw	Jarak antara roda belakang dan roda depan
m	Satuan dari simpangan
m/s	Satuan dari kecepatan
m/s <sup>2</sup>	Satuan dari percepatan
Mb	Massa Bodi Mobil
Ms	Massa dari Kursi dan Penumpang
M1	Massa Roda depan

M2	Massa Roda belakang
U	Gaya Aktuator
Yb	Simpangan Bodi Mobil
Ys	Simpangan Kursi
Y1	Simpangan roda depan
Y2	Simpangan roda belakang
Z1	Input jalan pada roda depan
Z2	Input jalan pada roda belakang

## GREEK

$\xi$	Damping ratio
$\omega$	Frekuensi gelombang sinus
$\delta$	Peluruhan Logaritmis
$\tau_c$	<i>Time constant</i> sistem loop tertutup pada <i>direct synthesis</i>

## DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN A .....	A
LAMPIRAN B .....	B
LAMPIRAN C .....	C





# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Saat ini, sebagian besar orang berfokus pada aspek kenyamanan, dan keselamatan selama berkendara. Posisi sebagai pengemudi (*driver*) merasakan langsung efek getaran yang terutama bersumber dari interaksi kendaraan dan lintasan jalan yang tidak rata. Beberapa penelitian menyebutkan, bahwa getaran berakibat pada menurunnya kinerja manusia, menimbulkan ketidaknyamanan dan kelelahan. [1], [2]. Ada beberapa aturan yang sudah diberlakukan terkait standar getaran yang diperbolehkan terpapar pada tubuh manusia seperti ISO 2631 [3].

Sistem suspensi bertanggung jawab dalam memberikan kenyamanan saat berkendara. Suspensi berperan mempertahankan kontak ban dengan jalan (*road holding*) untuk mengisolasi penumpang atau kargo dari getaran yang disebabkan oleh jalanan yang bergelombang [4].

Sistem suspensi kendaraan pada dasarnya terdiri dari dua komponen penting yaitu *spring* dan *damper*. *Spring* berfungsi untuk menyokong berat statis dari badan kendaraan dan sebagai pembatas dengan roda. Pemilihan *spring* berdasarkan berat dan tinggi bodi suatu kendaraan. *Damper* berfungsi sebagai pendisipasi energi yang ditransmisikan menuju badan kendaraan melalui roda yang mengenai jalan sebagai input *disturbance* [5].

Ada tiga macam jenis suspensi yang saat ini sedang dikenal. Yaitu sistem suspensi pasif, sistem suspensi semi-aktif, dan sistem suspensi aktif. Pada sistem suspensi pasif komponen yang digunakan masih konvensional dan memiliki karakteristik tetap, yaitu pegas yang tidak dapat dikontrol dan peredam penyerap getaran. Sistem suspensi pasif tidak dapat beradaptasi dengan kondisi jalan yang berubah. Sejak tahun 1980 telah dikembangkan sistem suspensi cerdas dengan pengembangan mikroprosesor, sensor, dan teknologi aktuator untuk menciptakan pegas dan rasio redaman yang dapat dikendalikan. Pada perancangan pengendalian getaran sistem suspensi aktif terdapat komponen yang ditambahkan

terdapat aktuator yang berfungsi sebagai pengendali untuk mengkompensasi kekakuan pegas dan konstanta redaman agar bisa menyesuaikan dengan kondisi jalan, sehingga tujuan suspensi tercapai pada beberapa keadaan [6].

Kontrol PID adalah jenis kontroler yang paling familiar digunakan di industri karena strukturnya yang sederhana dan performanya yang kuat. Penggunaan kontrol PID pada sistem suspensi aktif sudah banyak diteliti dan mendapatkan hasil yang memuaskan untuk mengurangi efek getaran dan meningkatkan kenyamanan dalam berkendara [7] [8].

Dalam menentukan parameter kendali PID dapat dilakukan dengan beberapa metode. Metode yang saat ini umum digunakan adalah dengan memanfaatkan fasilitas *autotuning* pada *software* matlab. *Autotuning* pada matlab menggunakan algoritma yang kompleks untuk menala parameter PID yang sesuai dengan sistem linier orde satu sampai tiga, sehingga didapatkan pengendalian PID yang sifatnya *robust* [9]. (Kuber, 2014) mendapatkan hasil simulasi bahwa dengan menggunakan *autotuning* PID dapat mengurangi displacement bodi mobil sebesar 50% dengan model seperempat mobil. Akan tetapi dalam penelitian tersebut belum melakukan analisa hasil terhadap standar kenyamanan. Padahal, poin penting pada desain suspensi aktif adalah mendapatkan respon yang diinginkan sesuai dengan standar kenyamanan ISO 2631.

Untuk mengatasi masalah sulitnya menerka hasil yang sesuai dengan respon yang diinginkan, maka dikembangkan metode tuning yang disebut dengan *Direct synthesis (DS)*. Metode ini didasarkan pada model *plant* dan hasil *output* yang diinginkan untuk secara langsung mendapatkan persamaan kontrol nya. (Wuhua wu dkk, 2011) menyebutkan bahwa pendekatan *Direct synthesis* sangat baik diterapkan pada loop tertutup untuk mendapatkan fungsi transfer dari *input* ke *output* dan dari *disturbance* ke *output* dengan berbagai macam model proses [10].

Pada tugas akhir ini dilakukan analisa penggunaan *autotuning* PID dan *Direct synthesis* pada perancangan suspensi aktif pada model setengah badan mobil dengan satu penumpang sebagai

*driver*. Pemodelan setengah badan ini dibuat agar menghasilkan respon system yang kompleks pada kursi penumpang untuk memperoleh nilai kenyamanannya berdasarkan ISO 2631.

### **1.2 Rumusan Masalah**

Berdasarkan uraian latar belakang diatas, permasalahan yang diambil dalam tugas akhir ini adalah

1. Bagaimana cara menentukan metode yang tepat untuk mendesain suspensi aktif agar sesuai dengan standar ISO 2631
2. Bagaimana cara mendapatkan parameter pengendalian PID untuk suspensi aktif dengan metode yang tepat.

### **1.3 Batasan Masalah**

Adapun batasan masalah dalam tugas akhir ini adalah

1. Pemodelan yang digunakan adalah setengah badan mobil dengan asumsi lintasan pengganggu roda kanan dan kiri adalah sama
2. Aktuator hanya dipasang pada roda muka saja.
3. Badan mobil diasumsikan *rigid* yang terdiri dari *sprung mass*, dua *unsprung mass*, dan masa kursi penumpang.
4. Roda modelkan sebagai massa pegas tanpa damper.
5. Input lintasan yang digunakan adalah fungsi *step*, *sinusoidal*, dan *impuls*

### **1.4 Tujuan**

Tujuan dari tugas akhir ini adalah

1. Mendapatkan metode yang tepat untuk mendesain suspensi aktif agar diperoleh respon yang sesuai dengan standar ISO 2631.
2. Mendapatkan parameter pengendalian dari metode tuning yang sesuai dengan desain suspensi aktif untuk kenyamanan berkendara.

### **1.5 Manfaat**

Manfaat tugas akhir yang dilakukan ini untuk mengendalikan getaran pada kendaraan dengan sistem suspensi aktif setengah badan mobil, melalui *output* respon dinamikanya nanti, maka akan dianalisa untuk didapatkan nilai kenyamanannya. Penelitian ini juga bermanfaat untuk menjadi referensi strategi

pengendalian sistem suspensi aktif pada setengah badan mobil untuk pengembangan sistem pengendalian getaran pada kendaraan.

### **1.6 Sistematika Laporan**

Penulisan laporan Tugas Akhir ini terdiri dari lima bab. Bab I Pendahuluan, yang berisi latar belakang Tugas Akhir ini, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, dan sistematika laporan dari Tugas Akhir. Bab II Tinjauan Pustaka berisi tentang teori yang mendasari tugas akhir ini meliputi pemodelan sistem suspensi model setengah badan mobil. Kendali PID dan Metode *Direct Synthesis*. Bab III Metodologi Penelitian berisi beberapa tahapan yang akan dilakukan dalam tugas akhir. Bab IV Analisis Data dan Pembahasan. Bab V Kesimpulan dan Saran berisi hasil akhir yang telah dicapai dan saran yang berhubungan dengan Tugas Akhir ini.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Pada bagian ini dibahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan pengerjaan tugas akhir ini, yaitu mengenai Gerak Harmonik, Getaran Teredam, model matematis setengah badan mobil dengan kursi *driver*, Kontroler PID, dan metode *Direct Synthesis*

### 2.1 Gerak Harmonik

Setiap gerak yang terjadi secara berulang dalam selang waktu yang sama disebut gerak periodik. Karena gerak ini terjadi secara teratur maka disebut juga sebagai gerak harmonik. Apabila suatu partikel melakukan gerak periodik pada lintasan yang sama maka gerakanya disebut gerak osilasi/getaran. Bentuk yang sederhana dari gerak periodik adalah benda yang berosilasi pada ujung pegas. Karenanya kita menyebutnya gerak harmonis sederhana.

Dalam gerak harmonik terdapat beberapa besaran fisika yang dimiliki benda diantaranya:

- a. Simpangan ( $y$ ) : jarak benda dari titik keseimbangan
- b. Amplitudo ( $A$ ) : simpangan maksimum atau jarak terjauh
- c. Frekuensi ( $f$ ) : banyaknya getaran setaip waktu
- d. Periode ( $T$ ) : banyaknya waktu dalam satu getaran

Gerak bolak-balik dikarenakan adanya gaya pemulih dari suatu benda yang arahnya menuju titik setimbang yang besarnya sebanding dengan simpangan. Gaya pemulih arahnya selalu berlawanan dengan arah simpangan, maka dituliskan dalam persamaan sebagai berikut :

$$F = -k \times \Delta x \quad (2.1)$$

Dimana :

$K$  = konstanta gaya (N/m)

$\Delta x$  = simpangan (m)

$F$  = gaya pemulih (N)

Pada kondisi nyata, gaya pemulih semakin lama semakin melemah karena adanya gaya gesek yang juga mendisipasikan energi. Gaya gesek akan mengakibatkan amplitudo setiap osilasi secara pelan menurun terhadap waktu. Sehingga osilasi yang akan

berhenti sama sekali. Getaran semacam ini disebut sebagai getaran selaras teredam

## 2.2 Getaran Teredam

Getaran yang terdapat gaya penghambat atau gaya gesekan yang pada akhirnya getaran itu akan berhenti. Gaya penghambat itu dikenal dengan gaya redam. Gaya redam merupakan fungsi linier dari kecepatan,  $F_d = -c \, dx/dt$ . Jika suatu partikel bermassa  $m$  bergerak di bawah pengaruh gaya pulih linier dan gaya hambat, maka persamaannya menjadi.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.2)$$

Persamaan umum sistem dinamik orde 2:

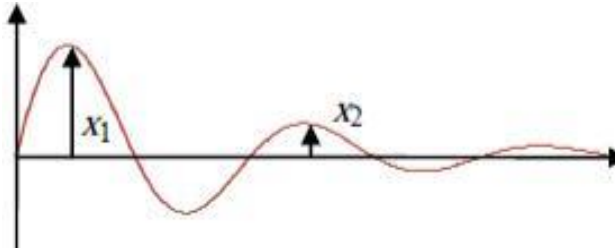
$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_0 \dot{x} + \omega_0^2 x = 0 \quad (2.3)$$

Jika persamaan (2.2) dibandingkan dengan persamaan (2.3), maka didapatkan  $2\zeta\omega_0 = c/m$ .

Untuk suatu sistem yang berosilasi dengan redaman kritis, harga redaman kritis dinyatakan dengan  $C_{cr}$  dimana,

$$c_{cr} = 2\sqrt{k \cdot m} \quad (2.4)$$

Metode eksperimental untuk menentukan koefisien redaman dari suatu sistem adalah dengan memberikan getaran bebas, kemudian didapatkan rekaman dari gerak osilasi, seperti yang terdapat pada gambar 2.1, serta mengukur pengurangan amplitudo dari gerak tersebut.



**Gambar 2. 1** Peluruhan Logaritmis Amplitudo Getaran [11]

Pengurangan dapat terlihat jelas meluruh secara logaritmis. Peluruhan logaritmis dinotasikan dengan simbol  $\delta$  dimana

didefinisikan sebagai logaritma natural dari ratio dua puncak amplitudo berurutan  $x_1$  dan  $x_2$  dari getaran bebas, adapun persamaannya adalah

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} \quad (2.5)$$

Damping ratio suatu sistem dinyatakan sebagai

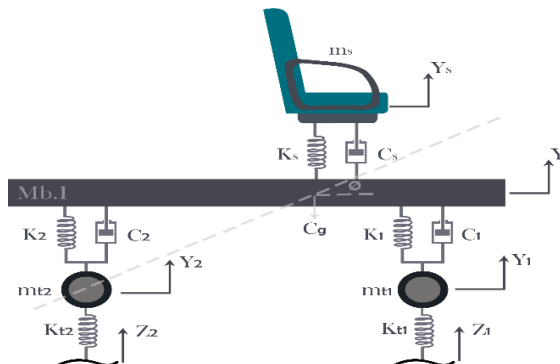
$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + 4\pi^2}} \quad (2.6)$$

## 2.2 Model Matematis Setengah Badan Mobil Dengan Kursi

### Driver

Model setengah badan mobil adalah model yang sering digunakan karena cukup mewakili kompleksitas sistem suspensi. Adapun penambahan kursi dimaksudkan untuk mengetahui tingkat kenyamanan yang dirasakan oleh *driver*. Sistem ini terdiri dari 5 derajat kebebasan (5 DOF) dan dapat memberikan respon vertikal kursi, *bounce*, dan *pitch*.

Gambaran model tersebut ditunjukkan pada gambar 2.1 dibawah ini



**Gambar 2. 2** Model Setengah Mobil Dengan Driver

Dapat dilihat pada gambar diatas merupakan permodelan fisis dari suspensi pasif setengah badan mobil dengan *driver*.  $M_s$  adalah massa dari kursi penumpang,  $K_s$  merupakan konstanta pegas antara massa kursi dengan massa bodi,  $C_s$  merupakan konstanta redaman

antara massa kursi dengan massa bodi,  $a$  merupakan jarak antara titik pusat massa kursi dengan titik pusat dari massa bodi dan  $Y_s$  merupakan simpangan yang dihasilkan dari massa kursi penumpang.

$M_b$  merupakan massa dari bodi mobil,  $k_1$  dan  $k_2$  merupakan konstanta pegas antara bodi mobil dengan roda depan dan roda belakang,  $c_1$  dan  $c_2$  merupakan konstanta redaman antara massa bodi mobil dengan roda depan dan roda belakang,  $l_1$  dan  $l_2$  merupakan jarak antara titik pusat massa bodi dengan titik pusat roda bagian depan dan belakang, sedangkan  $Y_b$  merupakan simpangan yang dihasilkan oleh massa dari bodi mobil.  $I$  merupakan momen inersia yang terdapat pada massa bodi mobil sehingga menghasilkan respon *pitch* atau jungkat jungkit sedangkan  $\theta$  merupakan respon rotasi yang dihasilkan dari massa bodi.  $M_{t2}$  dan  $M_{t1}$  merupakan massa dari roda di bagian belakang dan roda dibagian depan,  $k_2$  dan  $k_1$  merupakan konstanta pegas antara massa roda bagian belakang dan depan dengan jalan, sedangkan  $y_2$  dan  $y_1$  merupakan simpangan dari massa roda bagian belakang dan massa roda bagian depan. Sedangkan  $Z_1$  dan  $Z_2$  merupakan inputan jalan pada roda bagian depan dan bagian belakang.

Pemodelan matematis dan bentuk fisis mobil setengah badan dengan *driver* diatas kemudian diturunkan dengan konsep Lagrange dan didapatkan hasil sebagai berikut :

#### **Tinjau massa kursi $M_s$**

$$m_s \ddot{y}_s + c_s (\dot{y}_s + a\dot{\theta} - \dot{y}) + k_s (y_s + a\theta - y) = 0 \quad (2.7)$$

#### **Tinjau massa bodi $M_b$**

$$m_b \ddot{y} + (c_1 + c_2 + c_s) \dot{y} - k_2 y_2 - k_s y_s + (c_1 l_1 - c_2 l_2 - c_s a) \dot{\theta} - c_1 \dot{y}_1 - c_2 \dot{y}_2 + (k_1 + k_2 + k_s) y + (k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_s a) \theta - c_s \dot{y} - k_1 y_1 = 0 \quad (2.8)$$

#### **Tinjau Inersia bodi $I$**

$$I \ddot{\theta} + (c_1 l_1 - c_2 l_2 + c_s a) \dot{y} - k_s a y_s - c_s a \dot{y} + (c_2 l_2^2 + c_1 l_1^2 + c_s a^2) \dot{\theta} + c_1 l_1 \dot{y}_1 + c_2 l_2 \dot{y}_2 + k_2 l_2 y_2 + (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_s a) y + k_1 l_1 y_1 + (k_2 l_2^2 + k_1 l_1^2 + k_s a^2) \theta = 0 \quad (2.9)$$

#### **Tinjau massa roda belakang $M_{t2}$**



$$m_{t2}\ddot{y}_2 - k_2y + k_2l2\theta - c_2\dot{y} + c_2l2\dot{\theta} + c_2\dot{y}_2 + (\dot{k}_2 + k_{t2})y_2 = k_{t2}z_2 \quad (2.10)$$

**Tinjau massa roda depan Mt1**

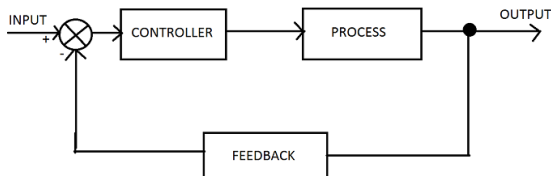
$$m_{t1}\ddot{y}_1 + c_1\dot{y} - k_1x_b - k_{sf}l2\theta + (k_{sf} + k_{tf})y - c_1l1\dot{\theta} + \dot{c}_1\dot{y}_1 = k_{t1}z_1 \quad (2.11)$$

## 2.3 Sistem Kontrol

Secara sederhana dapat disebutkan, sistem kontrol adalah proses pengaturan/pengendalian terhadap satu atau beberapa besaran (variabel, parameter) sehingga berada pada suatu harga atau dalam suatu rangkuman harga (range) tertentu. Dalam istilah lain disebut juga teknik pegaturan, sistem pengendalian atau pengontrolan. Ditinjau dari segi peralatan, sistem kontrol terdiri dari berbagai susunan komponen fisis yang digunakan untuk mengarahkan aliran energi ke suatu mesin atau proses agar dapat menghasilkan proses yang diinginkan

### 2.3.1 Sistem Kontrol Dengan Jaringan Tertutup [11]

Sistem kontrol dengan jaringan tertutup (*closed-loop control system*) adalah sistem pengontrolan dimana besaran keluaran memberikan efek terhadap besaran masukan sehingga besaran yang dikontrol dapat dibandingkan terhadap harga yang diinginkan melalui alat pencatat (indikator atau recorder). Selanjutnya perbedaan harga yang terjadi antara besaran yang dikontrol dan penunjukkan alat pencatat digunakan sebagai koreksi yang pada gilirannya akan merupakan sasaran pengontrolan. Secara sederhana jaringan tertutup ditunjukkan pada gambar 2.3 dibawah



**Gambar 2. 3** Blok Diagram Jaringan Tertutup [12]

Parameter pada closed loop kontrol sistem secara umum terdiri dari:

**1. Input**

Elemen ini berfungsi untuk mengubah besaran yang dikontrol menjadi sinyal masukan acuan bagi sistem kontrol;

**2. Error**

Sinyal umpan balik, bisa merupakan selisih antara input setpoint dan output yang dijadikan sebagai sinyal umpan balik.

**3. Control**

Berfungsi untuk memproses kesalahan (error) yang terjadi setelah kesalahan tersebut dilewatkan (dimasukkan) melalui elemen pengontrol, akan dihasilkan sinyal yang berfungsi sebagai pegontrol proses.

**4. Plant**

Elemen ini dapat berupa proses mekanis, elektrik, hidrolik, pneumatik maupun kombinasinya.

**5. Sensor**

Bagian sistem yang mengukur keluaran yang dikontrol dan kemudian mengubahnya menjadi umpan balik (*feedback signal*).

Berdasarkan jumlah elemen yang menyusun suatu sistem kontrol, terdapat beberapa variabel pengontrolan, yaitu :

**1. Set point**

Adalah harga yang diinginkan bagi variabel yang dikontrol selama pengontrolan. Harga ini tidak tergantung dari keluaran sistem. Biasanya nilai setpoint berasal dari operator atau dari lingkungan luar sistem, harga ini juga merupakan nilai acuan yang akan dijadikan ukuran pada keluaran sistem tersebut.

**2. Keluaran yang dikontrol**

Merupakan harga/nilai yang akan dipertahankan bagi variabel yang dikontrol, dan merupakan harga yang ditunjukkan oleh alat pencatat.

**3. Variabel yang dimanipulasi**

Sinyal yang keluar dari element pengontrol dan berfungsi sebagai sinyal pengontrol tanpa adanya gangguan dari variabel lain.

#### **4. Sinyal umpan balik**

Sinyal yang merupakan fungsi dari keluaran yang dicatat oleh alat pencatat.

#### **5. Kesalahan (*error*)**

Adalah selisih antara sinyal acuan/setpoint dan sinyal yang dikeluarkan oleh pengontrol dan harganya diinginkan sekecil mungkin. Pengurangan setpoint dan keluaran yang dihasilkan oleh indikator adalah secara aljabar. Sinyal ini menggerakkan pengontrol untuk menghasilkan /mendapatkan keluaran pada suatu harga yang diinginkan.

#### **6. Sinyal gangguan (*Disturbance*)**

Merupakan sinyal-sinyal tambahan yang tidak diinginkan. Gangguan ini cenderung mengakibatkan harga output berbeda dengan harga yang disetel melalui masukan, gangguan ini disebabkan oleh perubahan beban sistem; misalnya perubahan berat, suhu, derau, getaran, dan lain-lain

### **2.3.2 Karakteristik Respon *Transient***

Sistem pengontrolan dirancang agar sesuai dengan beberapa pasangan spesifikasi, dimana cara yang umum untuk menilai dan memperinci sistem tersebut adalah dengan menentukan respon transientnya terhadap masukan berbentuk fungsi tangga. Untuk sistem orde-2 parameter yang akan memberikan karakteristik sistem tersebut adalah perbandingan redaman dan frekuensi resonansi. Sistem teredam lebih (*overdamped*) memiliki respon yang relative lambat dan tidak berosilasi sekitar nilai akhirnya. Dalam beberapa pemakaian, keadaan ini dapat menjadi lebih berarti, misalnya gerakan elevator yang tidak diinginkan berosilasi setiap berhenti. Sistem kurang teredam (*underdamped*), akan mencapai suatu nilai akhir yang lebih cepat daripada *overdamped*, tetapi responnya akan berosilasi sekitar nilai akhirnya. Selama osilasi ini dapat ditolerir sistem *underdamped* memberikan tindakan yang lebih cepat; dan pada umumnya lebih disenangi dalam pengaturan posisi alat mesin dalam menghasilkan respons terhadap sederetan perintah-perintah masukan.

Respon terhadap fungsi tangga sebagai masukan dapat dikenali dari empat besaran yaitu:

### 1. Waktu naik (*rise time, $t_r$* )

Yakni waktu yang dibutuhkan oleh respon agar bertambah dari 10 % menjadi 90 % dari nilai akhir (*steady-state*).

### 2. Lonjakan (*over-shot, $M_p$* )

Untuk lonjakan pertama, besarnya dinyatakan dalam presentase nilai akhir, yang secara sistematis dituliskan:

$$\% M = \frac{M - y_{ss}}{y_{ss}} \times 100\% \quad (2.12)$$

di mana,

$M$  = nilai lonjakan maksimum

$y_{ss}$  = nilai  $y$  dalam keadaan “*steady state*”

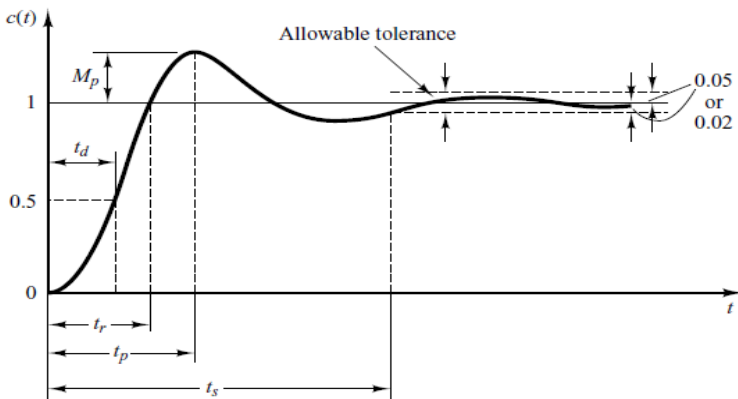
### 3. *Settling-time ( $t_s$ )*

Adalah waktu yang dibutuhkan oleh keluaran agar nilainya turun dari akhir ke suatu harga tertentu (dalam persen), dan selanjutnya tetap berada pada harga tersebut.

### 4. *Delay Time ( $t_d$ )*

Ukuran waktu yang menyatakan faktor keterlambatan respon output terhadap input.

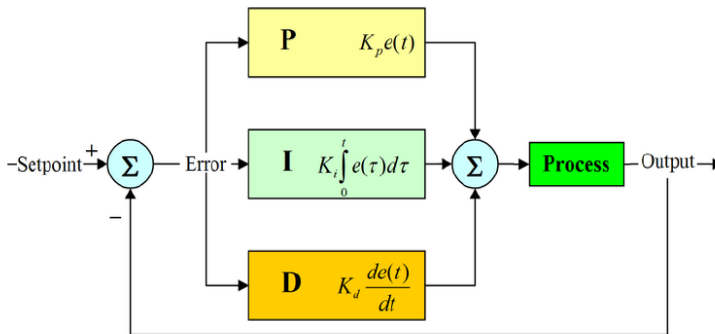
Untuk lebih memahami karakteristik respon transien sistem, gambar 2.4 dibawah menunjukkan masing-masing karakteristik dari grafik respon.



**Gambar 2. 4** Grafik Respon *Transient* [1]

## 2.4 Kontrol PID [12]

Didalam suatu sistem kontrol dikenal ada beberapa macam aksi kontrol, diantaranya yaitu aksi kontrol proporsional, aksi kontrol integral dan aksi kontrol derivative. Masing-masing aksi kontrol ini mempunyai keunggulan-keunggulan tertentu, dimana aksi kontrol proporsional mempunyai keunggulan *rise time* yang cepat, aksi kontrol integral mempunyai keunggulan untuk memperkecil *error*, dan aksi kontrol *derivative* mempunyai keunggulan untuk meredam *overshot/undershot*. Untuk itu agar dihasilkan *output* dengan *risetime* yang cepat dan *error* yang kecil kita dapat menggabungkan ketiga aksi kontrol ini menjadi aksi kontrol PID.



**Gambar 2. 5** Blok Diagram PID Controller [12]

Parameter pengontrol *Proportional Integral derivative* (PID) selalu didasari atas tinjauan terhadap karakteristik yang di atur (*plant*). Dengan demikian bagaimanapun rumitnya suatu plant, perilaku *plant* tersebut harus di ketahui terlebih dahulu sebelum pencarian parameter PID itu dilakukan. Kontrol PID dapat terdiri dari kontrol proporsional saja, atau gabungan dari masing-masing jenis kontroler.

### 2.4.1 Kontrol Proportional

Kontrol proporsional (P) merupakan kontroler dengan menggunakan penguatan murni  $K_p$ . Untuk kontroler proporsional,

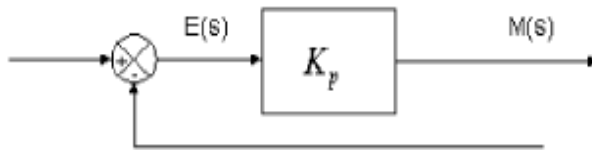
hubungan antara keluaran kontroler  $m(t)$  dan sinyal *error*  $e(t)$  adalah

$$m(t) = K_p \cdot e(t) \quad (2.13)$$

$$M(s) = K_p \cdot E(s) \quad (2.14)$$

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \quad (2.15)$$

Diagram blok pengendaliannya ditunjukkan oleh gambar dibawah



**Gambar 2. 6** Diagram Blok Kontroler Proporsional [12]

Kontrol proporsional memiliki karakteristik: mempercepat proses, tidak merubah orde proses, meningkatkan *overshoot*, tidak menghilangkan *offset*.

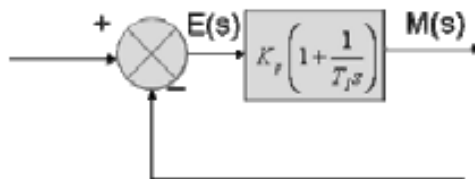
### 2.4.2 Kontrol Proporsional Integral (PI)

Aksi kontrol proporsional integral ditunjukkan oleh persamaan berikut

$$m(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \cdot \int_0^1 e(t) dt \quad (2.16)$$

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (2.17)$$

Diagram blok pengendalian kontrol proporsional dan integral ditunjukkan oleh gambar dibawah



**Gambar 2. 7** Diagram Blok Kontrol PI [12]

Ti adalah waktu integral. Kebalikan dari waktu integral disebut juga reset. Laju reset adalah banyaknya pengulangan bagian proporsional dari aksi pengendalian per menit. Kontrol PI mempunyai karakteristik menghilangkan *offset*, mempercepat proses, tetapi menimbulkan osilasi.

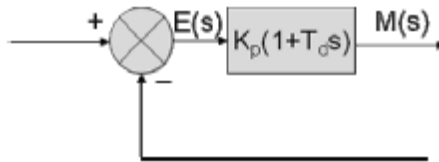
### 2.4.3 Kontroler Proporsional Derivatif (PD)

Aksi pengendalian PD ditunjukkan dengan persamaan berikut

$$m(t) = K_p \cdot e(t) + K_p \cdot T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (2.18)$$

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p(1 + T_d s) \quad (2.19)$$

Diagram blok pengendalian kontrol PD ditunjukkan oleh gambar dibawah



**Gambar 2. 8** Diagram Blok kontrol PD [12]

Dengan  $K_p$  adalah gain proporsional dan  $T_d$  adalah waktu derivatif. Keluaran dari kontroler PD sebanding dengan laju perubahan sinyal *error* sehingga aksi kontrol ini sering disebut sebagai kontrol laju (*rate control*). Karakteristik dari kontroler PD adalah : tidak mengubah orde proses, tidak menghilangkan *offset*, mengurangi osilasi keluaran dan mengurangi *overshoot*.

### 2.2.4 Kontroler Proportional Integral Derivative (PID)

Kontrol PID merupakan gabungan dari kontroler proporsional integral dan derivatif. Persamaan aksi gabungan dari kontroler ini ditunjukkan pada persamaan dibawah

$$m(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \cdot \int_0^1 e(t) dt + K_p \cdot T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (2.20)$$

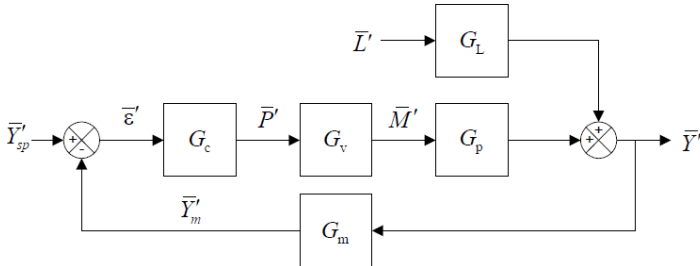
$$m(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \cdot \int_0^1 e(t) dt + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (2.21)$$

$$M(s) = (K_p + K_d \cdot s + \frac{K_i}{s}) E(s) \quad (2.22)$$

## 2.5 Metode *Direct Synthesis*

Seiring dengan berkembangnya penelitian tentang identifikasi suatu sistem “*black box*”, maka memperoleh *transfer function* atau karakteristik dari sistem tersebut bukanlah hal yang teramat sulit. Hal ini menyebabkan metode tuning kontroler yang membutuhkan model *plant* sebenarnya juga dapat dilakukan dengan relatif mudah, misalnya dengan metode *Direct synthesis* (DS). Metode ini terlebih dulu menentukan perilaku *output* yang diinginkan (*reference*) dengan membuat bentuk trayektorinya, dan model prosesnya (*plant*) digunakan untuk secara langsung mendapatkan persamaan kontroler yang sesuai [13, 14].

Berikut ini penurunan rumusnya, jika diketahui diagram blok suatu sistem adalah :



**Gambar 2. 9** Diagram Blok sistem [13]

Maka *closed-loop transfer function* ialah sebagai berikut:

**Untuk fungsi transfer antara  $Y'$  dan  $Y'_{sp}$**

$$\frac{Y}{Y_{sp}} = \frac{G_c G_v G_p}{1 + G_c G_v G_p G_m} \quad (2.23)$$

**Untuk fungsi transfer antara  $L$  dan  $Y'_{sp}$**

$$\frac{Y}{L} = \frac{G_L}{1 + G_c G_v G_p G_m} \quad (2.24)$$



Dan pendekatan yang diinginkan untuk mendapatkan *setpoint* yang baru dimodelkan dengan trayektori yang diinginkan sehingga persamaan kontrolernya:

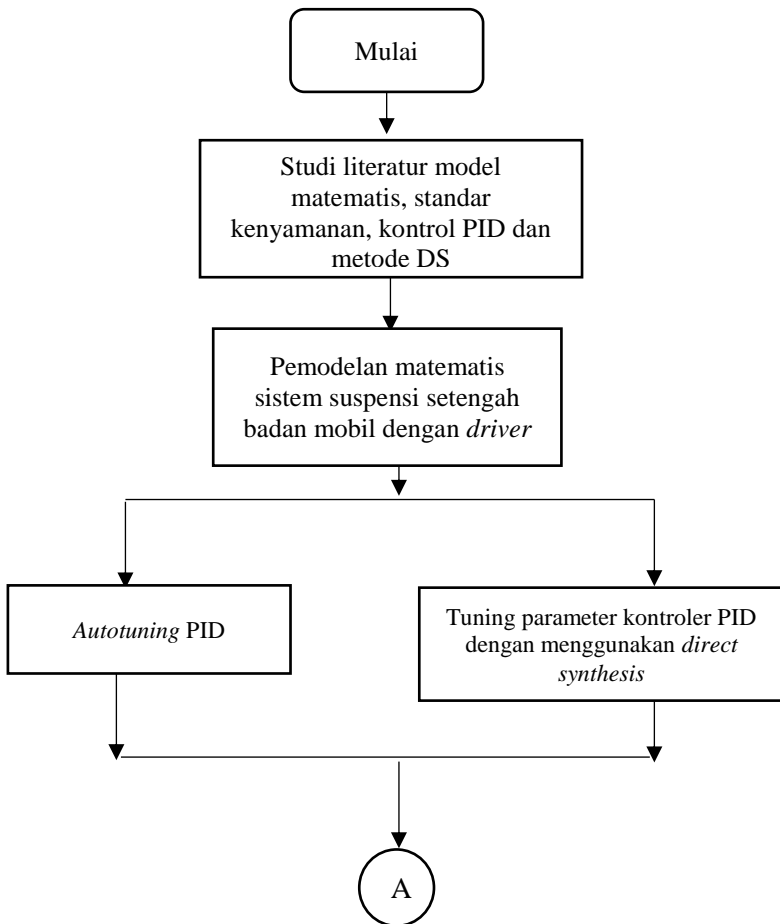
$$Gc = \frac{Y/Y_{sp}}{GvGp[1-Gm(Y/Y_{sp})]} \quad (2.25)$$

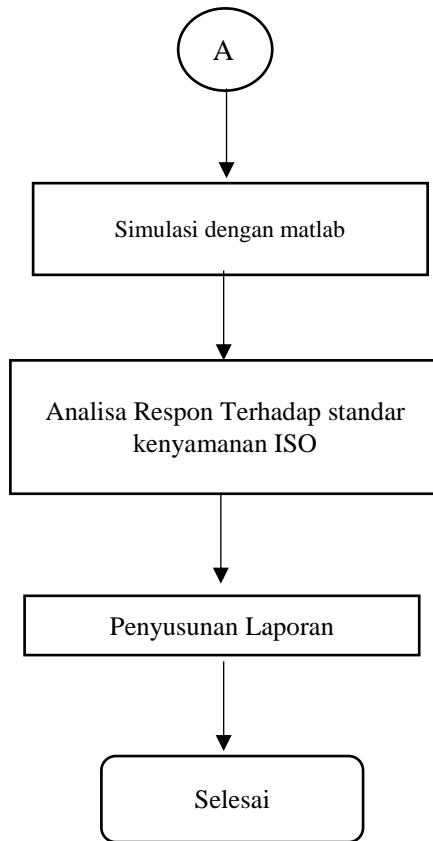
Pada metode DS mengacu pada spesifikasi fungsi transfer loop tertutup yang diinginkan dengan perubahan set point. Secara umum kontrol PID dimaksudkan untuk mengikuti trayektori set point dengan tepat tanpa memperhitungkan kinerjanya terhadap rejeksi gangguan. Padahal beberapa sistem lebih mementingkan rejeksi terhadap gangguan dari pada mengikuti trayektori set poin, contohnya pada sistem suspensi. Penggunaan metode DS-d (*Direct synthesis based on disturbance rejection*) memungkinkan sistem kendali untuk merejeksi gangguan dengan baik.

**Halaman ini memang dikosongkan**

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini akan dijelaskan tahapan-tahapan penelitian pada tugas akhir mengenai perancangan kendali aktif sistem suspensi model setengah badan mobil dengan metode *Direct synthesis (DS)*. Lebih lengkapnya dijabarkan dalam diagram alir dibawah ini





**Gambar 3. 1** Diagram alir Penelitian

### **3.1 Standar Kenyamanan Berkendara**

Ada beberapa standar yang mengatur mengenai batas getaran dari mesin berputar yang boleh terpapar tubuh manusia, salah satunya adalah ISO 2631. Berdasarkan ISO 2631 standar kenyamanan ditentukan oleh nilai RMS dari percepatan getaran yang dipaparkan. Standar ini mengaju pada mobil penumpang dalam kondisi kosong (tanpa penumpang) dengan kursi *driver* sebagai objek yang dianalisa. Secara lebih detail dijabarkan pada tabel 3.1 dibawah ini

**Tabel 3. 1** Standar kenyamanan berdasarkan ISO 2631

Nilai RMS Percepatan	Kriteria Kenyamanan
$a < 0.315 \text{ m/s}^2$	Not Uncomfortable
$0.315 < a < 0.63 \text{ m/s}^2$	A little Uncomfortable
$0.5 < a < 1 \text{ m/s}^2$	Fairy Uncomfortable
$0.8 < a < 1.6 \text{ m/s}^2$	Uncomfortable
$1.25 < a < 2.5 \text{ m/s}^2$	Very Uncomfortable
$a > 2.5 \text{ m/s}^2$	Extremely Uncomfortable

Untuk  $a$  RMS sendiri dihitung menggunakan persamaan berikut

$$RMS = \frac{\sqrt{\sum_i^M \ddot{x}(t)}}{\sqrt{M}} \quad (3.1)$$

Dimana pada persamaan tersebut  $M$  adalah panjang gelombang dari percepatan dan  $\ddot{x}(t)$  merupakan nilai percepatan yang dihasilkan.

Selain standar percepatan diatas, adapula parameter lain untuk menentukan standar kenyamanan, yaitu rasio redaman ( $\xi$ ). Dari *Optimum-G* salah satu perusahaan konsultan dibidang otomotif Internasional menyebutkan bahwa nilai rasio redaman yang baik untuk kenyamanan berkendara pada mobil penumpang (*passenger car*) adalah 0.2-0.25 [14]. Parameter-parameter diatas adalah nilai keluaran yang dijadikan acuan untuk menentukan desain kontroler yang baik untuk sistem suspensi aktif pada tugas akhir ini.

### 3.2 Jenis Mobil Dan Parameter Sistem Suspensi Pasif

Jenis mobil yang digunakan sebagai parameter sistem suspensi pada tugas akhir ini adalah *Renault Megane Coupe* 2001 seperti yang ditunjuk oleh gambar 3.2. Dari spesifikasi yang terdapat pada mobil ini maka akan diubah ke dalam parameter yang sesuai dengan permodelan setengah badan mobil dengan *driver*.



**Gambar 3. 2** Jenis Mobil yang digunakan sebagai parameter [15]

Adapun (Olivier Senam, 2012 dalam Rio, 2016) dalam penelitian telah mendapatkan nilai sprung mass, unsprung mass, konstanta pegas, maupun titik berat mobil dari *Renault Megane Coupe 2001*, selanjutnya parameter lebih lengkapnya dijabarkan kedalam tabel 3.2 dibawah ini

**Tabel 3. 2** Parameter Sistem Suspensi Model Setengah Badan Mobil

Paremeter	Nilai
Massa Kursi penumpang (ms)	75 Kg
Massa Bodi mobil (mb)	505.1 Kg
Massa Ban Depan (mt1)	28.58 Kg
Massa Ban Belakang (mt2)	54.3 Kg
Inersia Bodi mobil (I)	651 Kg.m
Jarak antar titik pusat dengan Ban belakang (l2)	1.468 m
Jarak antar titik pusat dengan Ban depan (l1)	1.098 m
Jarak antar titik pusat dengan Kursi depan (a)	0.7 m
Konstanta pegas ban depan dan belakang (kt1,kt2)	155900 N/m
Konstanta pegas antara bodi dengan ban depan dan belakang (k1,k2)	15000 N/m

**Tabel 3.2 (Lanjutan)**

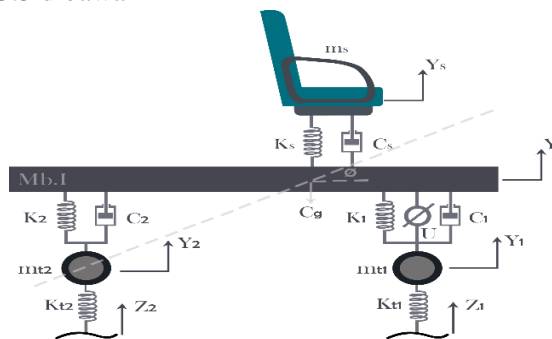
Parameter	Nilai
Konstanta redaman antara bodi dengan ban depan dan belakang ( $c_1, c_2$ )	1828 N.s/m
Konstanta pegas kursi ( $k_s$ )	15000 N/m
Konstanta redaman kursi ( $c_s$ )	150 N.s/m

### 3.3 Perancangan Kendali Aktif Sistem Suspensi Model Setengah Mobil

Telah disebutkan pada Bab I bahwa sistem suspensi aktif adalah sebuah sistem yang menggunakan aktuator untuk memproduksi gaya pelawan yang akan meredam getaran.

Pada tugas akhir ini, aktuator hanya dipasang pada suspensi depan saja. Hal ini dimaksudkan untuk memudahkan analisa pengaruh dari pemasangan aktuator terhadap performasi kontrol vibrasi yang akan dilihat dari grafik responnya.

Adapun rancangan sistem suspensi aktif ditunjukkan pada gambar 3.3 dibawah ini



**Gambar 3. 3** Perancangan suspensi aktif model setengah badan mobil

Dari gambar diatas dapat dilihat bahwa penambahan aktuator disimbolkan dengan  $U$ , sehingga persamaan matematisnya menjadi

**Tinjau massa kursi  $M_s$**

$$m_s \ddot{y}_s + c_s (\dot{y}_s + a\dot{\theta} - \dot{y}) + k_s (y_s + a\theta - y) = 0 \quad (3.2)$$

### Tinjau massa bodi Mb

$$m_b \ddot{y} + (c_1 + c_2 + c_s) \dot{y} - k_2 y_2 - k_s y_s + (c_1 l_1 - c_2 l_2 - c_s a) \dot{\theta} - c_1 \dot{y}_1 - c_2 \dot{y}_2 + (k_1 + k_2 + k_s) y + (k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_s a) \theta - c_s \dot{y} - k_1 y_1 = U \quad (3.3)$$

### Tinjau Inersia bodi I

$$I \ddot{\theta} + (c_1 l_1 - c_2 l_2 + c_s a) \dot{y} - k_s a y_s - c_s a \dot{y} + (c_2 l_2^2 + c_1 l_1^2 + c_s a^2) \dot{\theta} + c_1 l_1 \dot{y}_1 + c_2 l_2 \dot{y}_2 + k_2 l_2 y_2 + (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_s a) y + k_1 l_1 y_1 + (k_2 l_2^2 + k_1 l_1^2 + k_s a^2) \theta = U l_1 \quad (3.4)$$

### Tinjau massa roda belakang Mt2

$$m_{t2} \ddot{y}_2 - k_2 y + k_2 l_2 \theta - c_2 \dot{y} + c_2 l_2 \dot{\theta} + c_2 \dot{y}_2 + (k_2 + k_{t2}) y_2 = k_{t2} z_2 \quad (3.5)$$

### Tinjau massa roda depan Mt1

$$m_{t1} \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y} - k_1 x_b - k_{sf} l_2 \theta + (k_{sf} + k_{tf}) \dot{y} - c_1 l_1 \dot{\theta} + c_1 \dot{y}_1 = k_{t1} z_1 + U \quad (3.6)$$

## 3.4 Profil Lintasan Jalan

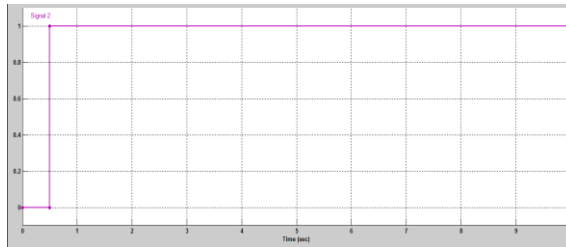
Untuk menguji sistem suspensi aktif pada tugas akhir ini digunakan tiga *input disturbance* yaitu fungsi step, fungsi sinus, dan fungsi impuls. Dimana dengan ketiga jenis inputan tersebut akan dianalisa masing-masing rancangan kendali aktif yang dihasilkan dan performanya dalam mengurangi getaran pada mobil.

### 3.4.1 Fungsi Step

Profil lintasan step menunjukkan perubahan ketinggian kontur jalan yang memiliki luasan lebih luas dari luasan mobil, sehingga seluruh bodi mobil tersimpang setinggi perubahan ketinggian kontur jalan. Perubahan kontur jalan yang digunakan dalam penelitian ini sebesar 0.08m terlihat pada gambar 3.4.

$$f(x) = \begin{cases} 0.08, & x \geq 0.5 \\ 0, & \text{lainnya} \end{cases} \quad (3.7)$$



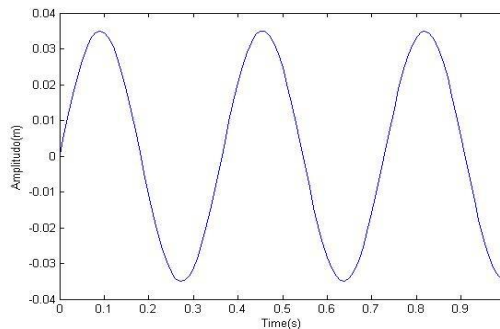


**Gambar 3. 4** Profil lintasan step

### 3.4.2 Fungsi Sinusoidal

Profil lintasan sinusoidal yang digunakan memiliki amplitudo 0.035 m, dengan panjang gelombang ( $\lambda$ ) 5 m, dan mobil bergerak dengan kecepatan 20 km/jam. Dimana  $\omega$  adalah frekuensi natural lintasan yang dapat dicari dengan  $\pi V/Lw$ . Diketahui dari tabel 3.2 bahwa jarak antara roda depan dan belakang adalah 2.49 m, oleh karena itu jika kedua roda dikenai gangguan maka terdapat beda waktu antara roda depan dan belakang sebesar  $\tau=0.45$ .

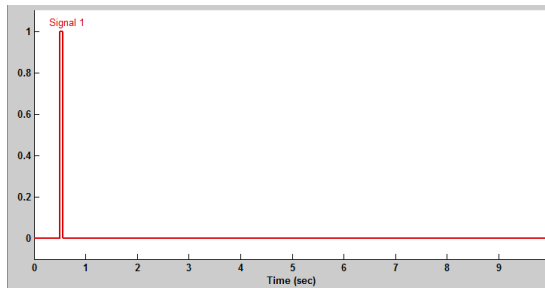
$$Z1 = 0.035 \sin 17.27t \quad (3.8)$$



**Gambar 3. 5** Grafik Lintasan Sinus

### 3.4.3 Fungsi Impulse

Profil lintasan impuls yang digunakan memiliki tinggi 0.08 m dan dikenakan pada mobil selama 0.06 detik dengan asumsi mobil berjalan dengan kecepatan 20km/jam. Sinyal impuls diberikan setelah mobil melaju selama 1 detik. Grafik sinyal impuls tersebut ditunjukkan pada gambar 3.6 .



**Gambar 3. 6** Profil sinyal impuls

### 3.5 Autotuning PID

*Autotuning* adalah cara paling mudah dan sederhana yang dapat dilakukan untuk menala parameter PID. Metode ini terdapat pada Simulink matlab. Algoritma *autotuning* PID didasarkan pada pendekatan IAE (*Integral Absolut Error*). Pendekatan ini bertujuan untuk memperkecil *error* dari respon sistem terhadap *set point*. *Autotuning* bekerja dengan melinierisasi sistem yang akan dikontrol. Hasil *autotuning* menunjukkan kompleksitas sistem, metode ini tidak menghasilkan respon yang baik pada sistem yang memiliki kompleksitas tinggi.

### 3.6 Tuning PID Dengan Metode *Direct Synthesis*

Pada bab 2 telah disebutkan bahwa metode *direct synthesis* adalah solusi yang ditawarkan untuk menghasilkan respon sesuai dengan yang diharapkan. Dalam hal ini persamaan respon dapat dinyatakan dalam zeta ( $\xi$ ) sesuai persamaan 2.3. Untuk melakukan tuning parameter kendali PID dengan metode *direct synthesis*, terlebih dahulu harus ditentukan perilaku *openloop system* yang menggambarkan *plant* sistem.. Dari respon *openloop* diperoleh nilai  $K_p$  atau *gain system* dari masing-masing input lintasan, dan *settling time* ( $\tau_s$ ) ( $\tau_1$  dan  $\tau_2$  asumsikan sama). Nilai  $K_p$  dan  $\tau_s$  tersebut yang kemudian digunakan untuk menghitung parameter PID dimana :

*Gain Proportional* ( $K_p$ ) =  $K_c$

*Gain Integral* ( $K_i$ ) =  $K_c / \tau_i$

*Gain Derivative* ( $K_d$ ) =  $K_c \times \tau_d$

**Tabel 3. 3** Tabel Persamaan Tuning *Direct synthesis* [16]

Process	mode	Settings
$k_p/(\tau s+1)$	PI	$k_c = \tau/k_p \tau_c$ $\tau_i = \tau$
$k_p/((\tau_1 s+1)(\tau_2 s+1))$	PID	$k_c = (\tau_1 + \tau_2)/k_p \tau_c$ $\tau_i = (\tau_1 + \tau_2)$ $\tau_d = \tau_1 \tau_2 / (\tau_1 + \tau_2)$
$k_p e^{-\theta s} / (\tau s+1)$	PI	$k_c = \tau/k_p (\tau_c + \theta)$ $\tau_i = \tau$
	PID	$k_c = \tau/k_p (\tau_c + \theta)$ $\tau_i = \tau$ $\tau_d = \theta/2$

Pada tuning *direct synthesis* ini terdapat parameter  $\tau_c$  merupakan *time constant* dari sistem loop tertutup yang dapat diubah-ubah untuk mendapatkan parameter PID dengan respon terbaik, dalam tugas akhir ini adalah yang sesuai dengan standar yang diberlakukan ISO 2631.

**Halaman ini memang dikosongkan**

## BAB IV

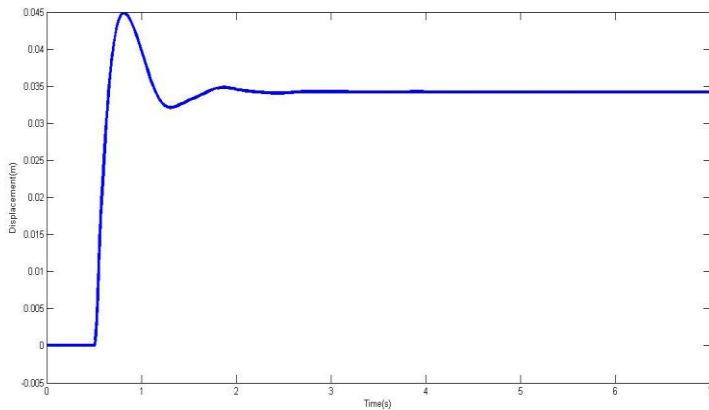
### ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan didiskusikan mengenai performansi kontrol aktif PID pada sistem suspensi setengah bodi mobil disimulasikan dengan software simulink Matlab.

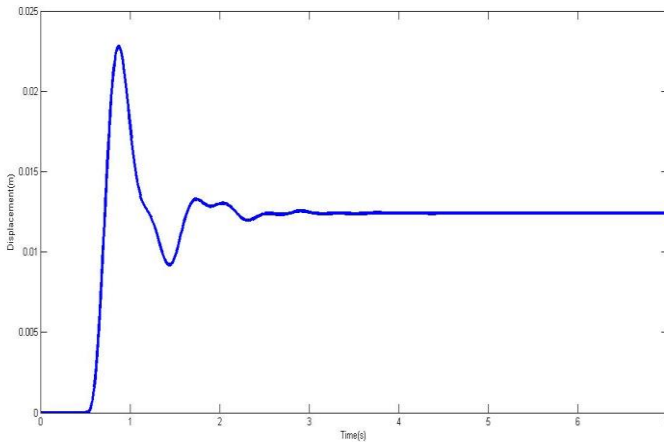
#### 4.1 Transmisi Getaran Pada Kursi *Driver*

Pada sistem suspensi 5 DOF, gangguan berupa getaran oleh lintasan jalan di alirkan melalui roda, bodi mobil, hingga sampai pada kursi *driver*. Dengan adanya sistem massa pegas dari masing-masing komponen membuat besarnya getaran yang di transmisikan ke kursi berkurang. Aktuator untuk suspensi aktif dipasang diantar roda dan bodi mobil, kinerja peredaman getaran yang dirasakan oleh *driver* tidak hanya dipengaruhi oleh suspensi yang terpasang diantara bodi mobil dan roda saja akan tetapi juga sistem suspensi kursi. Hal ini dapat dilihat dan dianalisa dari persamaan suspensi aktif yang terdapat pada bab 3.

Hasil simulasi *openloop* dapat menunjukkan besarnya getaran yang mengenai bodi mobil dan kursin. Grafik dibawah ini menunjukkan pengurangan getaran akibat input step yang ditransmisikan dari bodi mobil menuju kursi.



**Gambar 4. 1** Respon *Displacement* Bodi Mobil Pada *Openloop*



**Gambar 4. 2** Respon *Displacement* Kursi Pada *Openloop*

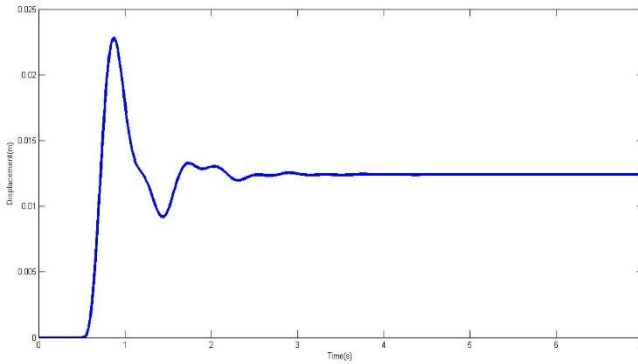
Dari gambar 4.1 terlihat bahwa maksimum overshoot respon bodi mobil sebesar 0.045 m dan mengalami steadystate pada 0.035m, sedangkan maksimum overshoot kursi sebesar 0.0249 dan kembali pada posisi steadystate di 0.0125m. Pengurangan respon *displacement* juga berlaku pada input impuls dan sinus.

## 4.2 Hasil Simulasi Suspensi Pasif

Pada subbab ini ditampilkan hasil respon simpangan dan percepatan pada kursi dengan suspensi pasif untuk masing-masing input lintasan. Respon suspensi pasif atau *openloop* ini nantinya digunakan untuk melihat performa sistem apakah sudah memenuhi kriteria ISO 2631 atau belum. Respon inilah yang dijadikan acuan untuk melakukan kontrol aktif, selain itu karakteristik respon Transient *openloop* digunakan untuk perhitungan tuning *direct synthesis*.

### 4.2.1 Hasil Simulasi Suspensi Pasif Input Step

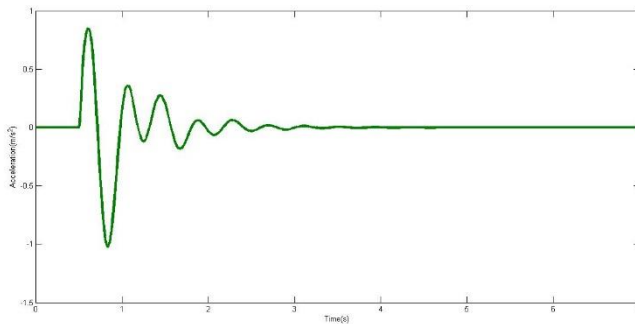
Respon *openloop* atau suspensi pasif dari simpangan dan percepatan kursi akibat gangguan input step pada roda depan ditunjukkan pada gambar 4.3 dan 4.4



**Gambar 4. 3** Respon Simpangan Kursi Akibat Input Step Pada Roda Depan Suspensi Pasif

Dari gambar diatas terlihat bahwa sistem mengalami osilasi sebelum mencapai kondisi *steady*, respon ini sudah sesuai dengan respon uji sinyal step. Respon simpangan kursi menghasilkan nilai *maximum overshoot* sebesar 0.0441 m dan *settling time* 1.38 detik.

Untuk selanjutnya dari respon simpangan dapat diturunkan untuk mengetahui respon percepatan kursi, dari pembahasan sebelumnya sudah dijelaskan bahwa parameter kenyamanan menurut ISO 2631 adalah dari nilai *Root Mean Square Acceleration* ( $a_{rms}$ ).

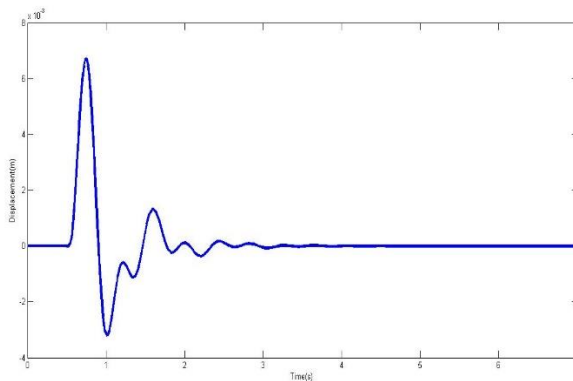


**Gambar 4. 4** Respon Percepatan Kursi Akibat Input Step Pada Roda Depan Suspensi Pasif

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa kursi mengalami osilasi percepatan sebelum akhirnya berhenti (grafik menunjukkan angka nol), hal ini dikarenakan percepatan adalah turunan terhadap waktu dari simpangan, jadi apabila simpangan mencapai kondisi steady yang tidak berubah ubah lagi, maka percepatannya akan bernilai nol. Respon percepatan diatas menghasilkan nilai *root mean square acceleration* ( $a_{rms}$ ) sebesar  $0.39 \text{ m/s}^2$  dan *damping ratio* ( $\xi$ ) 0.14. Harga ini masih terlalu besar dan belum sesuai dengan standar kenyamanan ISO 2631. Oleh karena itu sistem masih perlu untuk di kontrol.

#### 4.2.2 Hasil Simulasi Suspensi Pasif Input Impuls

Jenis gangguan kedua yang diberikan kepada sistem suspensi model setengah badan mobil adalah sinyal *impulse*. Sinyal *impulse* berfungsi untuk mengetahui reaksi sistem terhadap gangguan yang datang secara tiba-tiba pada selang waktu yang singkat kemudian gangguan tersebut hilang. Pada uji ini sinyal *impulse* diberikan selama 0.06s. Selanjutnya akan disajikan respon *openloop* atau suspensi pasif dari simpangan dan percepatan kursi akibat gangguan input impuls pada roda depan yang ditunjukkan pada gambar 4.5 dan 4.6 dibawah ini.



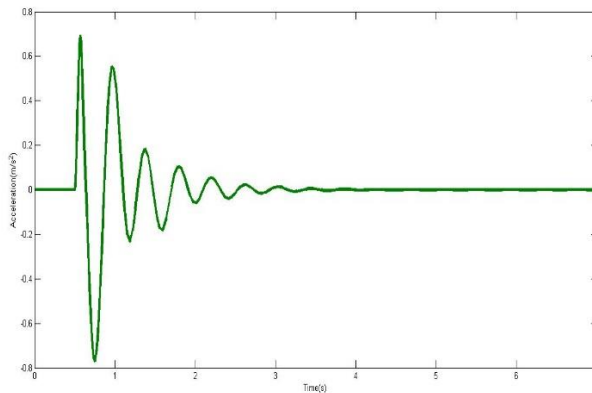
**Gambar 4. 5** Respon Simpangan Kursi Akibat Input Impulse Pada Roda Depan Suspensi Pasif



Sinyal gangguan *impulse* adalah sinyal yang diberikan pada sistem selama waktu yang sangat singkat. Dari grafik diatas terlihat bahwa sistem awalnya diam ditunjukkan pada grafik angka nol kemudian mengalami osilasi dimulai pada detik pertama (saat gangguan diberikan) dan segera kembali ke posisi semula setelah gangguan tersebut hilang.

Respon simpangan pada kursi dari suspensi pasif ini menghasilkan nilai *maximum overshoot* sebesar 0.0045 m dan settling time 2.17 detik.

Untuk selanjutnya dari respon simpangan pada gambar 4.3 tersebut dapat diturunkan untuk mengetahui respon percepatan kursi, dari pembahasan sebelumnya sudah dijelaskan bahwa parameter kenyamanan menurut ISO 2631 adalah dari nilai *Root Mean Square Acceleration* ( $a_{rms}$ )



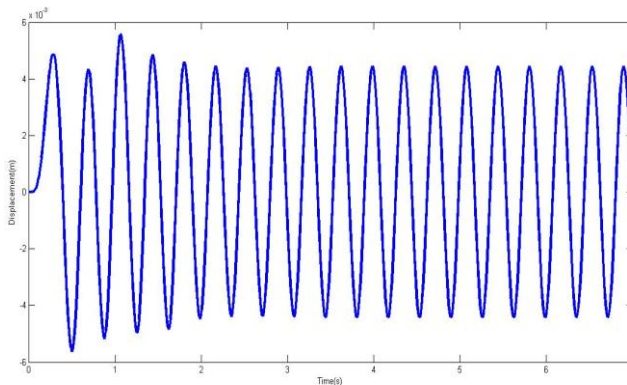
**Gambar 4. 6** Respon Percepatan Kursi Akibat Input Impulse Pada Roda Depan Suspensi Pasif

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa kursi mengalami osilasi percepatan sebelum akhirnya berhenti (grafik menunjukkan angka nol), hal ini dikarenakan percepatan adalah turunan terhadap waktu dari simpangan, jadi apabila simpangan mencapai kondisi steady dalam kasus input impulse ini kembali ke keadaan semula dimana simpangannya nol, maka percepatannya juga akan bernilai nol.

Respon percepatan diatas menghasilkan nilai *root mean square acceleration* ( $a_{rms}$ ) sebesar  $0.24 \text{ m/s}^2$  dan *damping ratio* ( $\xi$ ) 0.05. Nilai ini a RMS nya memang sudah sesuai dengan standar kenyamanan yang sudah sesuai, akan tetapi *damping ratio* yang dihasilkan masih terlalu kecil dan jauh dari kriteria. Oleh sebab itu sistem masih perlu untuk dikontrol agar nilai yang sesuai dengan standar dapat dicapai

#### 4.2.3 Hasil Simulasi Suspensi Pasif Input Sinus

Respon *openloop* atau suspensi pasif dari simpangan dan percepatan kursi akibat gangguan input sinus pada roda depan ditunjukkan pada gambar 4.7 dan 4.8



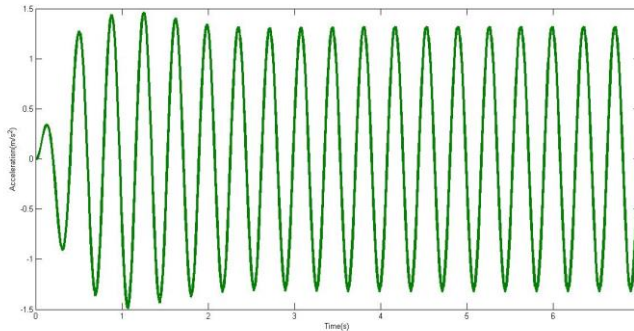
**Gambar 4. 7** Respon Simpangan Kursi Akibat Input Sinus Pada Roda Depan Suspensi Pasif

Dari grafik diatas terlihat bahwa sistem mengalami osilasi dengan amplitude yang berubah-ubah selama beberapa saat sebelum kemudian berosilasi harmonik dengan amplitudo yang konstan. Sinyal sinus adalah sinyal gangguan yang kontinyu, jadi sistem akan tetap berosilasi.

Respon simpangan pada kursi dari suspensi pasif ini menghasilkan nilai *maximum overshoot* sebesar 0.005 m dan settling time 1.25 detik.

Untuk selanjutnya dari respon simpangan dapat diturunkan untuk mengetahui respon percepatan kursi, dari pembahasan

sebelumnya sudah dijelaskan bahwa parameter kenyamanan menurut ISO 2631 adalah dari nilai *Root Mean Square Acceleration* ( $a_{\text{rms}}$ ).



**Gambar 4. 8** Respon Percepatan Kursi Akibat Input Sinus Pada Roda Depan Suspensi Pasif

Sama seperti yang terjadi pada respon simpangan, respon percepatan juga menunjukkan osilasi dengan amplitudo yang berubah-ubah diawal sebelum mencapai kondisi osilasi harmonik dengan amplitudo konstan. Kekontinyuitasan dari sinyal sinus juga berlaku untuk respon percepatannya.

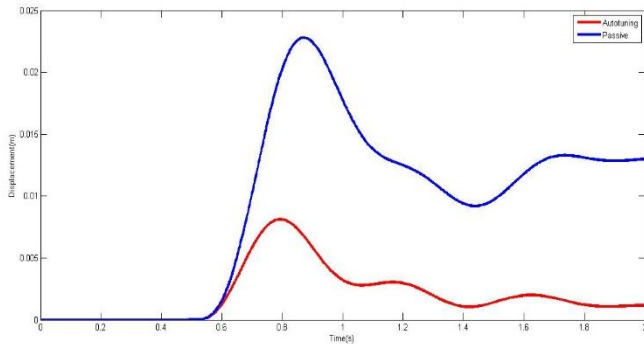
Respon percepatan diatas menghasilkan nilai *root mean square acceleration* ( $a_{\text{rms}}$ ) sebesar  $1.79 \text{ m/s}^2$ . Harga ini masih terlalu besar dan belum sesuai dengan standar kenyamanan ISO 2631. Oleh karena itu sistem masih perlu untuk di kontrol.

### 4.3 Hasil Simulasi dengan *Autotuning* PID

Pada subbab ini akan di tampilkan hasil simulasi suspensi aktif dengan pengendalian PID menggunakan *autotuning* . Hasil yang didapat kemudian dianalisa berdasarkan standar kenyamanan ISO dan Optimum G.

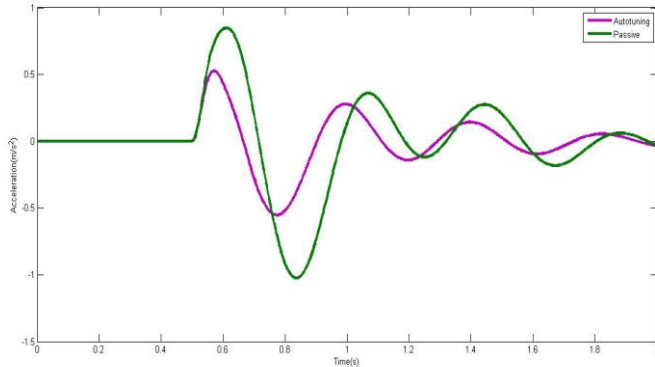
#### 4.3.1 Hasil Simulasi *Autotuning* Input Step

Grafik respon simpangan dan percepatan hasil dari *autotuning* terhadap sinyal gangguan step disajikan pada gambar 4.9 dan 4.10 dibawah ini.



**Gambar 4. 9** Respon Simpangan Gangguan Step Dengan *Autotuning*

Grafik diatas menunjukkan perbandingan respon antara suspensi pasif dan suspensi aktif menggunakan *autotuning* . Garis biru menunjukkan respon suspensi pasif, sedangkan garis merah menunjukkan respon suspensi aktif.



**Gambar 4. 10** Respon Percepatan Gangguan Step Dengan *Autotuning*

Pada grafik respon percepatan diatas, garis hijau menunjukkan respon percepatan suspensi pasif sedangkan garis ungu menunjukkan respon percepatan suspensi aktif hasil *autotuning* . Adapun analisa respon transient dari respon simpangan dan

percepatan suspensi aktif hasil *autotuning* akibat gangguan sinyal step ditunjukkan pada tabel 4.1 dibawah ini.

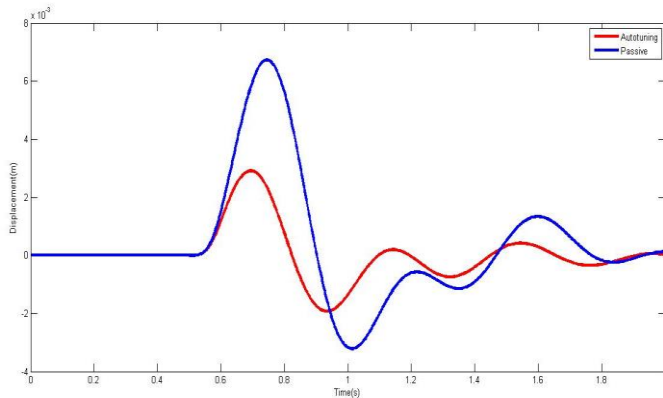
**Tabel 4. 1** Respon Transient Suspensi Aktif *Autotuning* dengan gangguan sinyal step

	Pasif	Aktif ( <i>autotuning</i> )	% penurunan
Max Overshoot simpangan (m)	0.022788	0.008116	64%
Settling Time (s)	1.35	7.8	
$a_{rms}(m/s^2)$	0.39	0.22	
Damping ratio ( $\xi$ )	0.14	0.11	

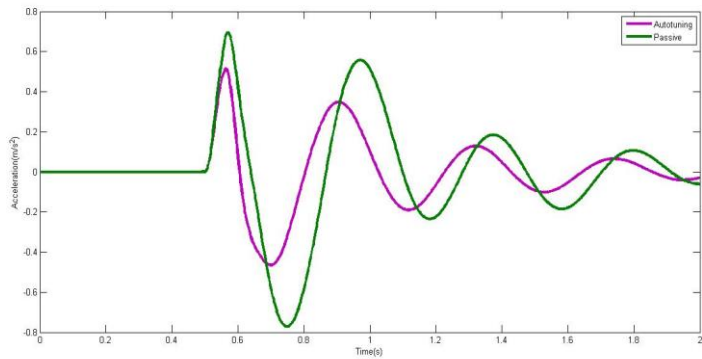
Dari tabel 4.1 terlihat bahwa dengan menggunakan *autotuning* dapat mereduksi overshoot sampai 64% dan menurunkan  $a_{rms}$  dari  $0.39 \text{ m/s}^2$  menjadi  $0.22 \text{ m/s}^2$ . Akan metode *autotuning* masih menghasilkan nilai damping ratio 0.11.

#### 4.3.2 Hasil Simulasi *Autotuning* Input Impuls

Grafik respon simpangan dan percepatan hasil dari *autotuning* terhadap sinyal gangguan impuls disajikan pada gambar 4.11 dan 4.12 dibawah ini.



**Gambar 4. 11** Respon Simpangan Gangguan Impuls Dengan *Autotuning*



**Gambar 4. 12** Respon Percepatan Gangguan Impuls Dengan *Autotuning*

Adapun analisa respon transient dari respon simpangan dan percepatan suspensi aktif hasil *autotuning* akibat gangguan sinyal impuls ditunjukkan pada tabel 4.2 dibawah ini.

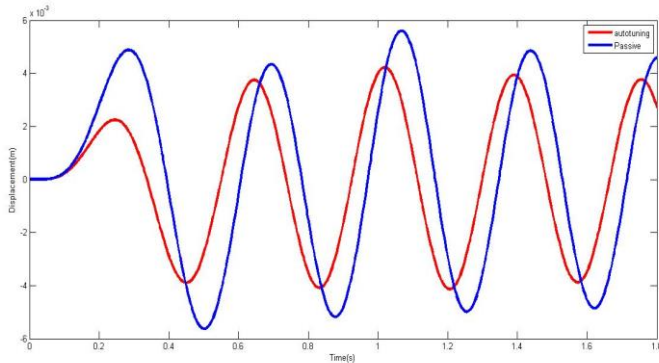
Tabel 4. 2 Respon Transient Suspensi Aktif *Autotuning* dengan gangguan sinyal impuls

	Pasif	Aktif ( <i>autotuning</i> )	% penurunan
Max Overshoot simpangan (m)	0.0879	0.00298	34%
Settling Time (s)	2.17	2.08	
$a_{rms}(m/s^2)$	0.24	0.19	
Damping ratio ( $\xi$ )	0.05	0.09	

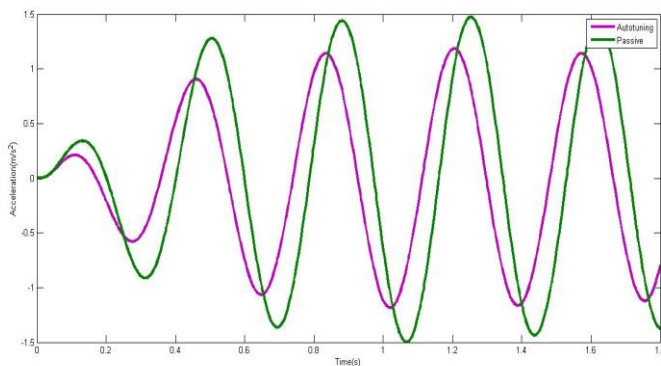
Dari tabel 4.2 terlihat bahwa dengan menggunakan *autotuning* dapat mereduksi overshoot sampai 34% dan menurunkan  $a_{rms}$  dari  $0.24 \text{ m/s}^2$  menjadi  $0.19 \text{ m/s}^2$ . Akan metode *autotuning* masih menghasilkan nilai damping ratio 0.09.

### 4.3.3 Hasil Simulasi *Autotuning* Input Sinus

Grafik respon simpangan dan percepatan hasil dari *autotuning* terhadap sinyal gangguan impuls disajikan pada gambar 4.13 dan 4.14 dibawah ini.



**Gambar 4. 13** Respon Simpangan Gangguan Sinus Dengan *Autotuning*



**Gambar 4. 14** Respon Percepatan Gangguan Sinus Dengan *Autotuning*

Adapun analisa respon transient dari respon simpangan dan percepatan suspensi aktif hasil *autotuning* akibat gangguan sinyal sinus ditunjukkan pada tabel 4.3 dibawah ini.

**Tabel 4. 3** Respon Transient Suspensi Aktif *Autotuning* dengan gangguan sinyal sinus

	Pasif	Aktif ( <i>autotuning</i> )	% penurunan
Max Overshoot simpangan (m)	0.0104	0.0088	% 16
Settling Time (s)	1.25	0.98	
$a_{rms}(m/s^2)$	1.76	0.79	

Dari tabel 4.2 terlihat bahwa dengan menggunakan *autotuning* dapat mereduksi overshoot akibat sinyal sinus sampai 16% dan menurunkan  $a_{rms}$  dari  $1.76 \text{ m/s}^2$  menjadi  $0.79 \text{ m/s}^2$ . Nilai  $a_{rms}$  masih belum memenuhi standar ISO 2631.

#### 4.4 Simulasi Suspensi Aktif Dengan Metode *Direct Synthesis*

Pada simulasi suspensi aktif menggunakan *autotuning* sudah didapatkan hasil performa kerjanya. Untuk input sinyal step dan impuls sistem kontrol mampu menurunkan overshoot respon simpangan dan menurunkan  $a_{rms}$  hingga dicapai harga yang sesuai dengan standar kenyamanan ISO 2631, namun tidak dapat menghasilkan damping ratio sesuai yang diharapkan. Untuk sinyal uji sinus sistem kontrol dapat menurunkan overshoot dan  $a_{rms}$  tetapi harga yang dihasilkan belum memenuhi standar kenyamanan ISO 2631.

Dari kelemahan-kelemahan yang dihasilkan oleh metode *autotuning* secara garis besar terdapat dua point, yaitu tidak dapat menghasilkan damping rasio yang sesuai dan tidak menghasilkan performa yang baik untuk sistem dengan uji sinyal sinus. Pada bab 2 dan bab 3 telah dijelaskan bahwa kelemahan-kelemahan ini dapat diperbaiki dengan metode *direct synthesis*. Dimana metode *direct synthesis* adalah metode tuning yang disesuaikan dengan output yang diharapkan, dan dapat bekerja pada berbagai jenis *plant*.



#### 4.4.1 Parameter kendali PID dengan Tuning Direct Synthesis

##### a. Dengan Gangguan Sinyal Step

Dari respon *openloop* simpangan terhadap masukan sinyal step didapatkan parameter tuning DS yaitu nilai gain sistem  $K_p$  sebesar 0.2978 dan *settling time*  $\tau$  sebesar 1.38 detik. Kemudian sesuai dengan tabel 3.3 dapat dihitung nilai  $K_c$ ,  $\tau_i$ , dan  $\tau_d$  nya. Selanjutnya nilai  $\tau_c$  divariasikan dari 1 sampai batas kemampuan sistem kendali masih bisa bekerja, dimana untuk gangguan sinyal step batas kerjanya pada 0.0001 dan diperoleh parameter PID yang ditunjukkan oleh tabel 4.4 dibawah

**Tabel 4. 4** Parameter PID input step dengan variasi nilai  $\tau_c$

Parameter PID	$\tau_c$					
	1	0.1	0.01	0.001	1E-04	2E-04
$K_p$	9	93	927	9268	92680	46340
$K_i$	3	34	336	3358	33580	16790
$K_d$	6	64	639	6395	63949	31974

##### b. Dengan Gangguan Sinyal Impuls

Respon *displacement open loop* dari masukan sinyal impuls didapatkan nilai gain sistem  $K_p$  sebesar 0.1098 dan *settling time*  $\tau$  sebesar 2.17 detik. Dengan cara yang sama pada subbab 3.5.1 dan variasi nilai  $\tau_c$  dari 1 sampai batas maksimalnya 0.001, dengan menggunakan formula seperti yang terdapat pada tabel 3.3, maka didapatkan parameter pengendalian PID seperti ditunjukkan pada tabel 4.5

**Tabel 4. 5** Parameter PID input Impuls dengan variasi nilai  $\tau_c$

Parameter PID	$\tau_c$				
	1	0.1	0.01	0.001	0.002
$k_c$	39.5	395.3	3952.6	39526.4	19763.2
$k_i$	9.1	91.1	910.7	9107.5	4553.7
$k_d$	42.9	428.9	4288.6	42886.2	21443.1

### c. Dengan Gangguan Sinyal Sinus

Respon *displacement open loop* dari masukan sinyal sinus didapatkan nilai gain sistem  $K_p$  sebesar 0.2457 dan *settling time*  $\tau$  sebesar 1.25 detik. Dengan cara yang sama pada 2 subbab diatas dan variasi nilai  $\tau_c$  dari 0.01 sampai 0.00005 didapatkan parameter pengendalian PID seperti ditunjukkan pada tabel 4.6

**Tabel 4. 6** Parameter PID input sinus dengan variasi nilai  $\tau_c$

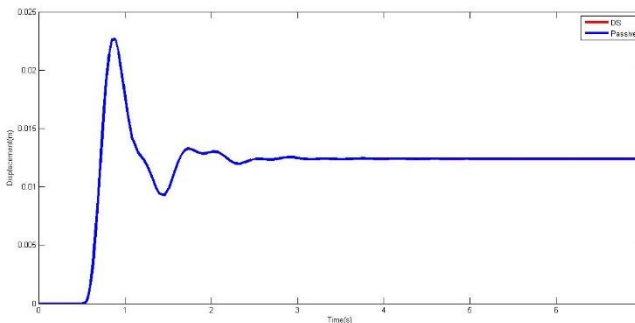
Parameter PID	$\tau_c$		
	0.001	0.0001	0.00005
$K_c$	10174.42	101744.2	203488.4
$K_i$	4069.767	40697.67	81395.35
$K_d$	6359.012	63590.12	127180.2

Parameter-parameter diatas kemudian dicoba satu-persatu kedalam pemodelan Simulink Matlab untuk didapatkan respon *output* nya.

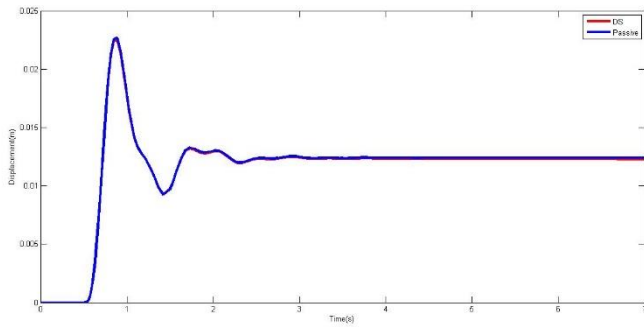
## 4.4.2 Hasil Simulasi Suspensi Aktif Dengan Metode *Direct Synthesis*

### a. Respon Suspensi Aktif Dengan Metode *Direct synthesis* Terhadap Gangguan Sinyal Step

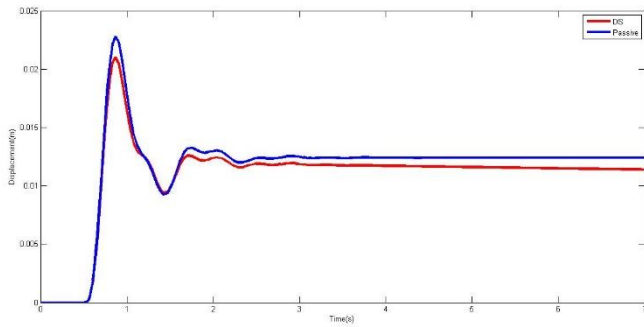
Respon simpangan pada kursi penumpang oleh sistem suspensi aktif akibat gangguan sinyal step pada roda depan dengan beberapa variasi nilai  $\tau_c$  ditunjukkan pada gambar dibawah ini



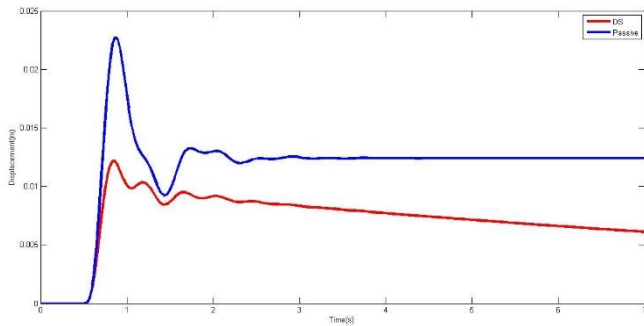
**Gambar 4. 15** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 1$



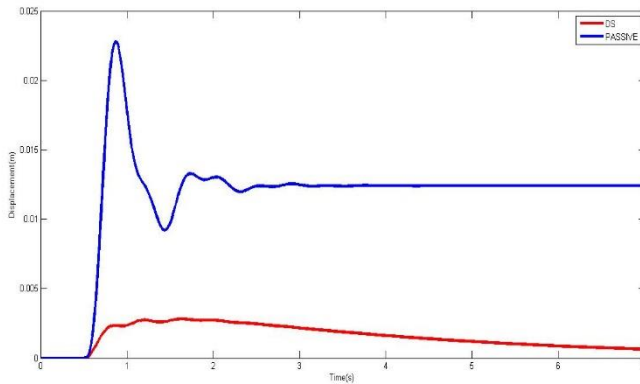
**Gambar 4. 16** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.1$



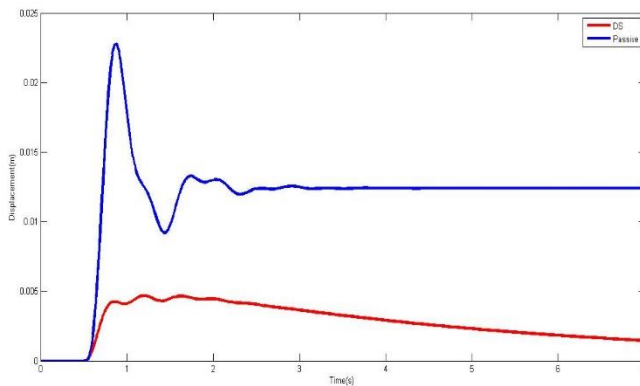
**Gambar 4. 17** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.01$



**Gambar 4. 18** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.001$



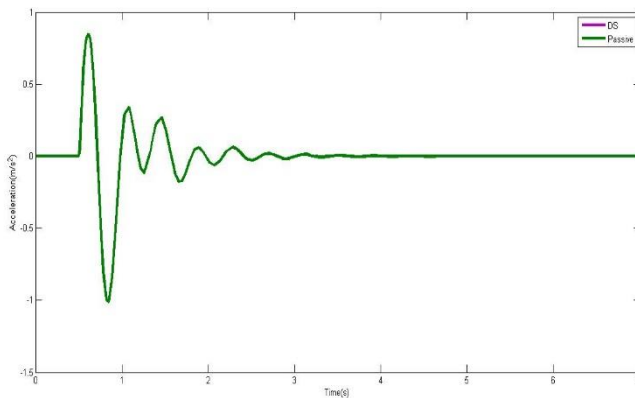
**Gambar 4. 19** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.0001$



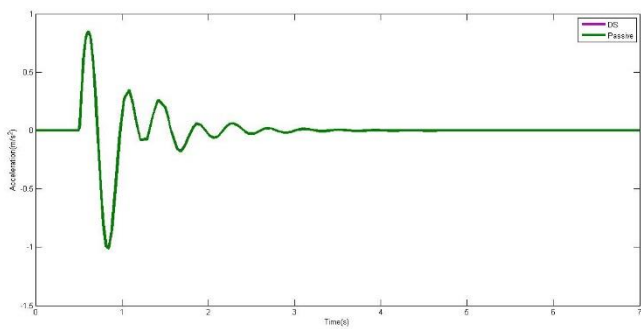
**Gambar 4. 20** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.0002$

Grafik diatas menunjukkan perbandingan respon antara suspensi pasif dan suspensi aktif (yang sudah dikendalikan). Garis biru menunjukkan respon suspensi pasif, sedangkan garis merah menunjukkan respon suspensi aktif. Dari gambar 4.15 terlihat bahwa dengan nilai  $\tau_c$  sama dengan 1 menghasilkan parameter PID yang kecil, hal ini berakibat pada tidak adanya perubahan respon antara suspensi pasif dan suspensi aktif karena kendali PID tidak bekerja. Digambar berikutnya 4.16 nilai  $\tau_c$  diperkecil menjadi 0.1 respon suspensi aktif yang dihasilkan juga masih sama

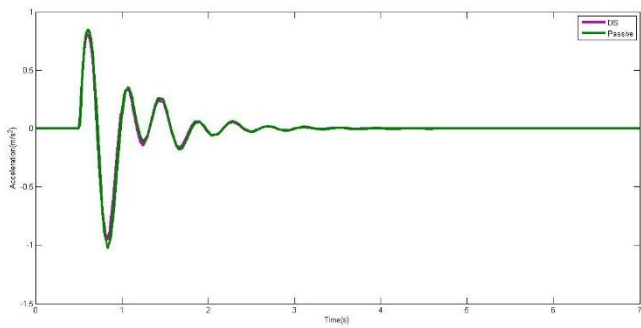
dengan respon suspensi pasif. Nilai  $\tau_c$  diperkecil lagi menjadi 0.01, terlihat pada gambar 4.17 mulai ada perbedaan antara suspensi aktif dan suspensi pasif, hal tersebut ditunjukkan dengan garis respon yang berwarna merah berada dibawah garis respon berwarna biru. Pada gambar 4.18 nilai  $\tau_c$  diperkecil lagi menjadi 0.001, dan menghasilkan respon suspensi aktif dengan amplitudo yang lebih kecil lagi dari gambar sebelumnya, akan tetapi sampai nilai  $\tau_c$  respon belum menunjukkan kecenderungan ke arah set point yaitu nol. Pada gambar 4.11  $\tau_c$  diperkecil lagi menjadi 0.0001, dan dengan nilai ini respon suspensi aktif sudah menunjukkan kecenderungan untuk kembali ke set point diangka nol. Untuk mendapatkan data yang lebih banyak sebagai perbandingan maka divariasikan lagi nilai  $\tau_c$  disekitar 0.0001 yaitu 0.0002. Hasilnya terlihat pada gambar 4.12 dan 4.13 kedua respon menunjukkan hal yang sama yaitu dapat kembali ke set point, akan tetapi terdapat perbedaan besarnya amplitudo dari masing-masing respon, semakin kecil nilai  $\tau_c$  maka amplitudo respon dan juga osilasinya semakin kecil. Selanjutnya respon simpangan yang sudah terkendali diturunkan untuk didapatkan respon percepatannya. Adapun respon percepatan pada kursi yang sudah terkontrol dengan variasi nilai  $\tau_c$  akibat sinyal gangguan step ditunjukkan pada gambar-gambar dibawah



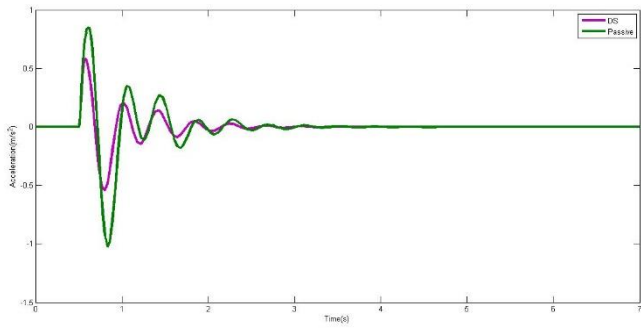
**Gambar 4. 21** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 1$



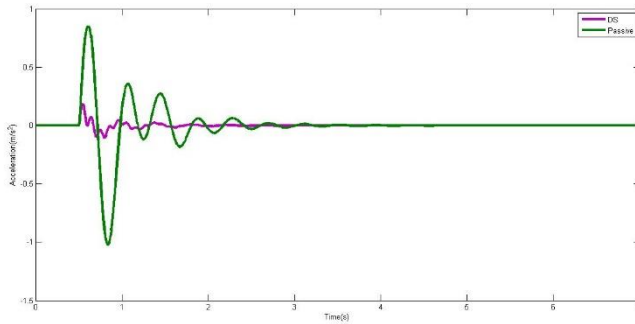
**Gambar 4. 22** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c =0.1$



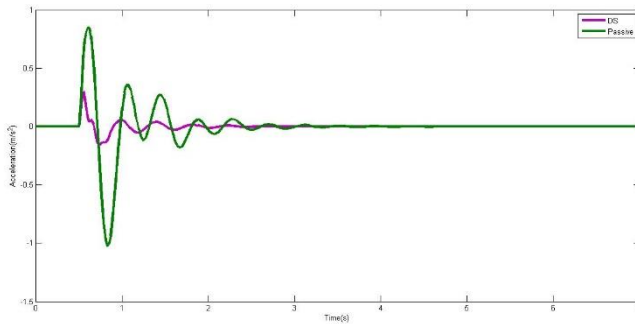
**Gambar 4. 23** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c =0.01$



**Gambar 4. 24** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c =0.001$



**Gambar 4. 25** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.0001$



**Gambar 4. 26** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.0002$

Pada grafik respon percepatan diatas, garis hijau menunjukkan respon percepatan suspensi pasif sedangkan garis ungu menunjukkan respon percepatan suspensi aktif. Sama halnya dengan respon simpangannya, respon suspensi aktif menunjukkan kinerjanya pada saat nilai  $\tau_c$  nya kecil. Terlihat pada gambar 4.21 dimana  $\tau_c$  sama dengan 1, gambar 4.22  $\tau_c$  sama dengan 0.1, dan gambar 4.23 dengan  $\tau_c$  sama dengan 0.01 respon percepatan suspensi aktif tidak berbeda dengan respon suspensi pasif, karena garis respon hijau masi berhimpit dengan garis respon ungu. Setelah nilai  $\tau_c$  pada gambar 4.24 diperkecil menjadi 0.001 respon suspensi aktif menunjukkan kinerja yang baik karena amplitudonya sudah lebih kecil dibandingkan suspensi pasif. Pada gambar 4.25 dengan nilai  $\tau_c$  0.0001 amplitudo respon percepatan berkurang

sangat besar dibanding suspensi pasifnya, akan tetapi terjadi osilasi kecil yang cukup banyak. Kemudian dengan penambahan sedikit variasi  $\tau_c$  yaitu 0.0002 pada gambar 4.26 menunjukkan respon percepatan yang baik karena amplitudo respon jauh dibawah suspensi pasif dan sistem hanya berosilasi sebentar sebelum kembali ke posisi *steady*.

Analisa karakteristik respon transient dari simpangan dan percepatan kursi akibat adanya gangguan jalan berupa sinyal step diperjelas pada tabel 4.4

**Tabel 4. 7** Respon Transient Suspensi Aktif Dengan Gangguan Sinyal Step

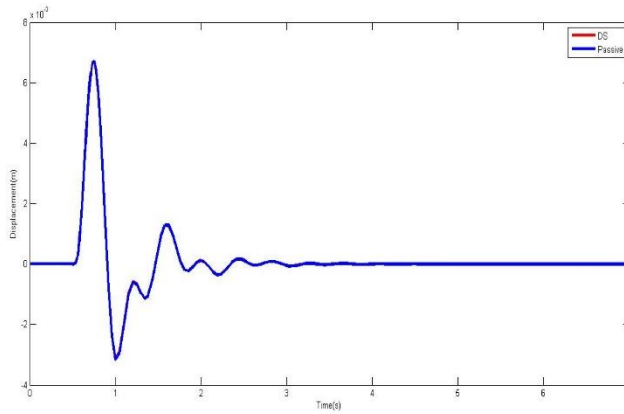
$\tau_c$	<i>Max overshoot</i> simpangan (m)	<i>Settling time</i> (s)	$a_{rms}$ (m/s <sup>2</sup> )	<i>damping ratio</i>
1	0.0240	2.3	0.3906	0.14
0.1	0.0237	2.4	0.3884	0.14
0.01	0.0202	-	0.3716	0.13
0.001	0.0012	-	0.2387	0.12
0.0001	0.00084	9.6	0.0460	0.19
0.0002	0.00021	7.4	0.0867	0.21

Dari tabel diatas terlihat bahwa pada nilai  $\tau_c$  1, 0.1, dan 0.01 penurunan *max overshoot* dari respon simpangannya sangat kecil dan niali  $a_{rms}$  serta *damping ratio* masih belum memenuhi standar. Pada nilai  $\tau_c$  0.001, 0.0001, dan 0.0002 didapatkan nilai  $a_{rms}$  yang sudah memenuhi yaitu sebesar 0.238 m/s<sup>2</sup>, 0.046 m/s<sup>2</sup>, dan 0.0426 m/s<sup>2</sup> akan tetapi *damping rationya* masih belum memenuhi standar kenyamanan. Respon terbaik ditunjukkan pada nilai  $\tau_c$  0.0002 dimana nilai a RMS sebesar 0.0867 m/s<sup>2</sup> dibawah angka 0.315 m/s<sup>2</sup> sesuai standar ISO 2631 dan nilai damping ratio nya 0.21 juga sudah memenuhi standar kenyamanan oleh OptimumG.

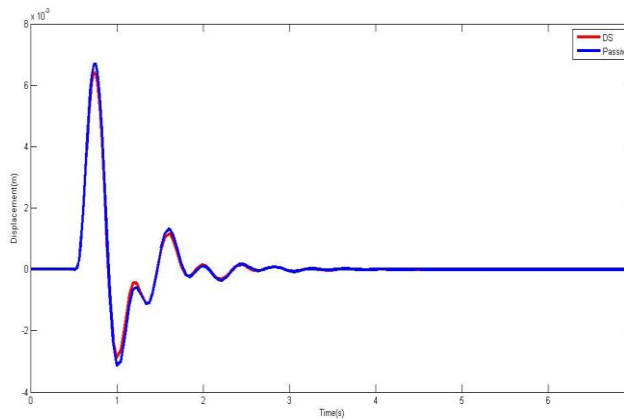


**b. Respon Suspensi Aktif Dengan Metode *Direct synthesis* Terhadap Gangguan Sinyal Impuls**

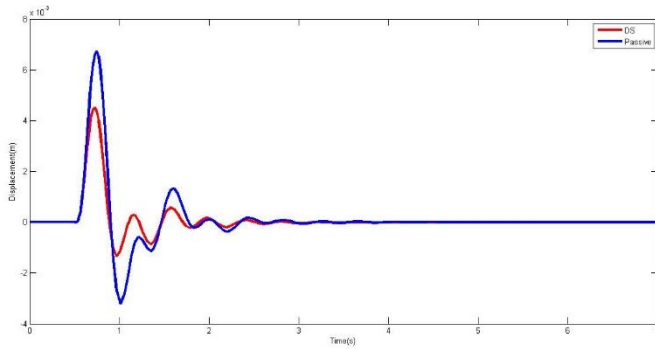
Respon simpangan pada kursi oleh sistem suspensi aktif akibat gangguan sinyal impulse dengan variasi nilai  $\tau_c$  ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



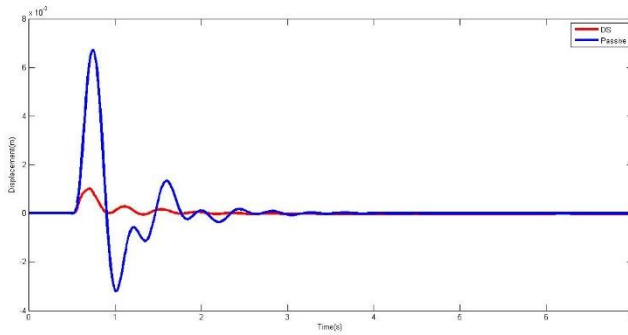
**Gambar 4. 27** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 1$



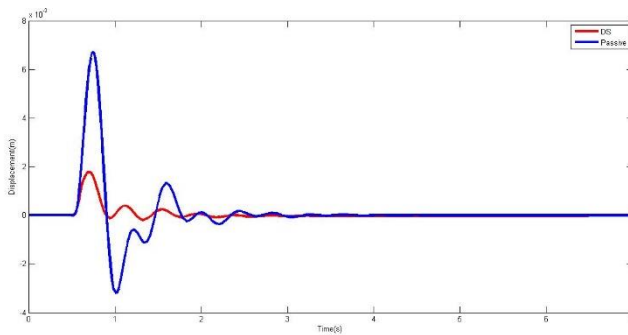
**Gambar 4. 28** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.1$



**Gambar 4. 29** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.01$



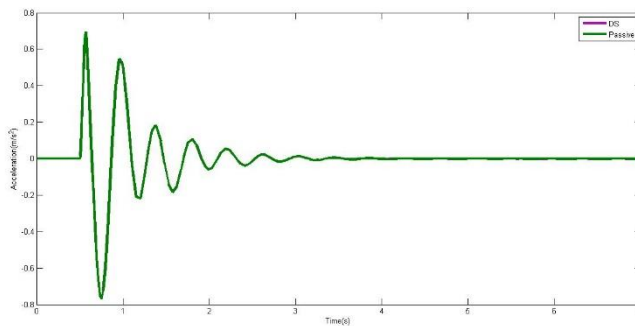
**Gambar 4. 30** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.001$



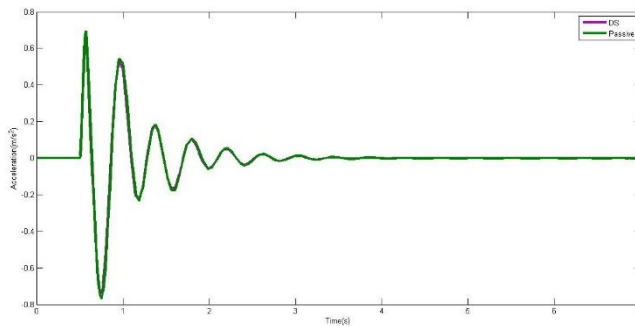
**Gambar 4. 31** Respon simpangan kursi dengan  $\tau_c = 0.002$

Pada grafik diatas garis biru menunjukkan respon simpangan kursi pada suspensi pasif dan garis merah menunjukkan respon simpangan kursi suspensi aktif. Gambar 4.27 dan gambar 4.28 dengan parameter  $\tau_c$  sama dengan 1 dan 0.1, kontroler PID tidak menunjukkan kinerjanya, terbukti dengan grafik suspensi aktif yang hampir tidak berubah terhadap suspensi aktifnya. Pada gambar 4.29, 4.30, dan 4.31 dimana nilai  $\tau_c$  dikurangi menjadi 0.01, 0.001 hingga 0.002 grafik suspensi aktif mulai aksi melalui penurunan amplitudo.

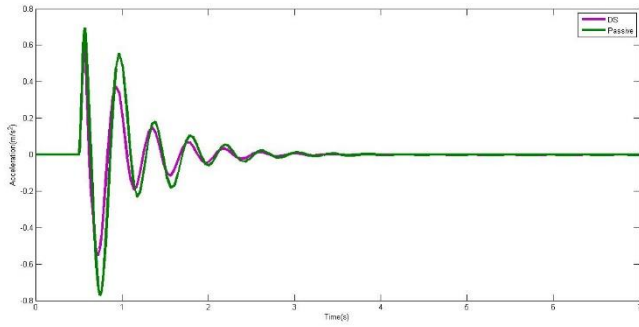
Selanjutnya respon simpangan yang sudah terkendali diturunkan untuk didapatkan respon percepatannya.



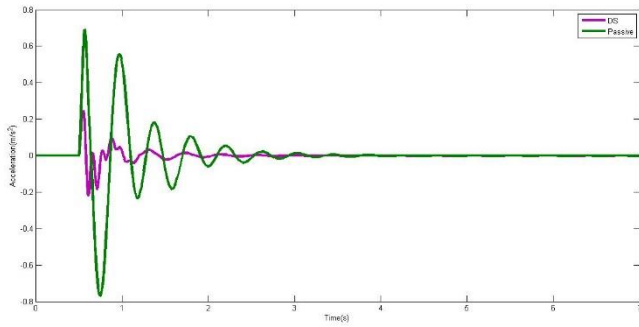
**Gambar 4. 32** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 1$



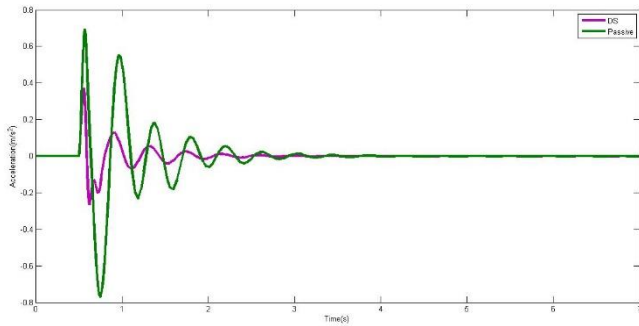
**Gambar 4. 33** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.1$



**Gambar 4. 34** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.01$



**Gambar 4. 35** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.001$



**Gambar 4. 36** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.002$

Pada grafik respon percepatan diatas, garis hijau menunjukkan respon percepatan suspensi pasif sedangkan garis ungu menunjukkan respon percepatan suspensi aktif. Dari gambar 4.32 dimana nilai parameter  $\tau_c$  sama dengan 1, respon suspensi aktif tidak menunjukkan perubahan dari respon suspensi pasif, terlihat pada grafik garis ungu masih berhimpit dengan garis hijau. Pada gambar 4.33 nilai  $\tau_c$  diperkecil menjadi 0.1 respon suspensi aktif sudah menunjukkan perubahan tetapi sangat kecil. Kemudian pada gambar 4.34 dimana nilai  $\tau_c$  0.01, respon percepatan suspensi aktif sudah baik ditandai dengan penurunan amplitudo dari respon suspensi pasifnya. Pada gambar 4.35 dimana nilai  $\tau_c$  0.001 respon percepatan suspensi aktif menunjukkan amplitudo yang jauh lebih kecil dari respon suspensi pasifnya akan tetapi masih terjadi osilasi yang cukup banyak. Kemudian nilai  $\tau_c$  divariasikan lagi menjadi 0.002 pada gambar 4.36 menunjukkan performa yang baik, dimana respon percepatan suspensi aktif memiliki amplitudo yang lebih kecil dibanding suspensi pasif, dan osilasinya berkurang.

Analisa karakteristik respon transient dari simpangan dan percepatan kursi akibat adanya gangguan jalan berupa sinyal impulse diperjelas pada tabel 4.8

**Tabel 4. 8** Respon Transient Suspensi Aktif Dengan Gangguan Sinyal Impulse

$\tau_c$	<i>Max overshoot</i> simpangan (m)	<i>Settling time</i> (s)	$a_{rms}$ (m/s <sup>2</sup> )	<i>damping ratio</i>
1	0.0045	2.8	0.245	0.05
0.1	0.0043	2.4	0.241	0.05
0.01	0.0030	1.9	0.200	0.10
0.001	0.00070	2.3	0.102	0.16
0.002	0.0012	2.4	0.112	0.22

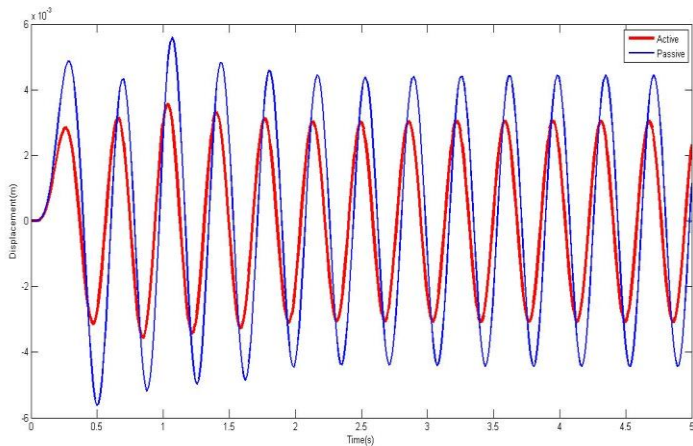
Dari tabel diatas dapat diamati bahwa pada saat nilai parameter  $\tau_c$  sebesar 1, dan 0.1. Nilai  $a_{rms}$  nya sudah memenuhi standar akan tetapi damping ratio yang dihasilkan kecil dan belum sesuai dengan kriteria kenyamanan. Untuk nilai  $\tau_c$  0.001, respon

menunjukkan penurunan *max overshoot* sebesar 94% dan nilai  $a_{rms}$   $0.102 \text{ m/s}^2$  sudah sesuai dengan standar ISO, akan tetapi masih memiliki damping ratio 0.16 yang artinya belum memenuhi kriteria kenyamanan. Kemudian untuk nilai  $\tau_c$  0.002 mengalami  $a_{rms}$   $0.112 \text{ m/s}^2$  maka syarat nilai  $a_{rms}$  berdasarkan ISO sudah terpenuhi dan damping ratio sebesar 0.22 juga sudah memenuhi kriteria kenyamanan untuk mobil penumpang.

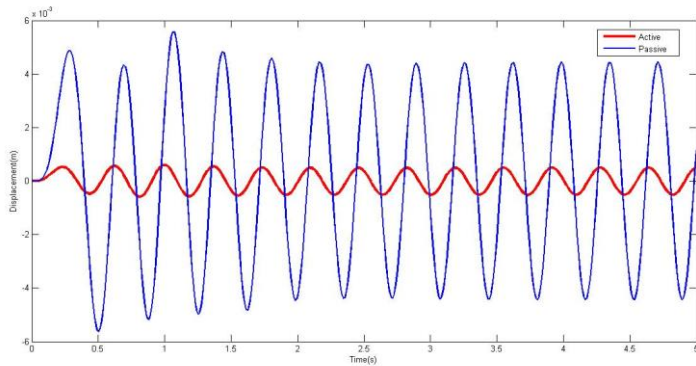
### c. Respon Suspensi Aktif Dengan Metode *Direct synthesis* Terhadap Gangguan Sinyal Sinus

Dari hasil simulasi yang sudah diuji coba pada gangguan sinyal step dan *impulse* menunjukkan bahwa kontrol PID akan bekerja pada parameter pengendalian yang bernilai besar atau parameter  $\tau_c$  yang bernilai kecil. Oleh karena itu nilai  $\tau_c$  yang diambil untuk menguji performa kontrol PID untuk gangguan sinus adalah 0.001, 0.0001, dan 0.0005, dimana pada nilai ini kontroler sudah mampu menunjukkan performa yang baik

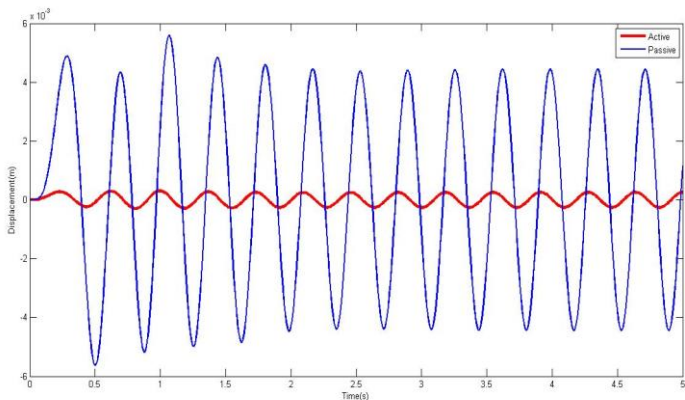
Respon simpangan kursi dari masing-masing variasi nilai  $\tau_c$  ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



**Gambar 4. 37** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.001$



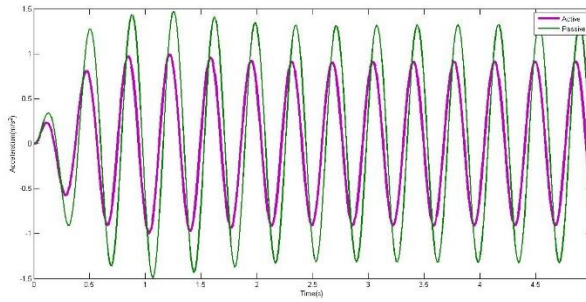
**Gambar 4. 38** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.0001$



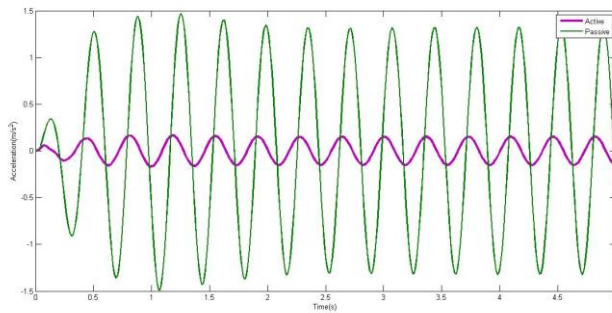
**Gambar 4. 39** Respon Simpangan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.00005$

Dari grafik diatas, garis biru merupakan respon suspensi pasif dan garis merah merupakan respon suspensi aktif. Ketiga gambar dengan nilai  $\tau_c$  berturut-turut untuk gambar 4.37 adalah 0.001, gambar 4.38 nilai  $\tau_c$  0.0001 dan gambar 4.39 nilai  $\tau_c$  0.00005 menunjukkan kinerja kontrol PID yang baik dalam mereduksi getaran, dibuktikan dengan penurunan amplitudo pada suspensi aktif terhadap suspensi pasif. Dari grafik diatas terlihat pula bahwa semakin kecil nilai  $\tau_c$  maka penurunan amplitudo yang terjadi semakin besar. Selanjutnya respon simpangan diturunkan untuk

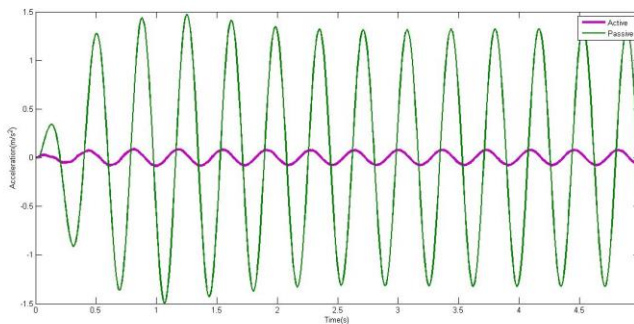
mengetahui respon percepatan kursi. Adapun hasilnya disajikan pada gambar dibawah ini.



**Gambar 4. 40** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.001$



**Gambar 4. 41** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.0001$



**Gambar 4. 42** Respon Percepatan Kursi Dengan  $\tau_c = 0.00005$



Dari grafik diatas garis hijau menunjukkan respon percepatan suspensi pasif sedangkan garis berwarna ungu untuk respon percepatan kursi suspensi aktif. Dari ketiga variasi nilai  $\tau_c$  yaitu 0.001 untuk gambar 4.40, 0.0001 untuk gambar 4.41 dan 0.00005 untuk gambar 3.42 menunjukkan performa yang baik dari kontrol PID untuk mereduksi percepatan vibrasi terbukti dari penurunan amplitudo suspensi aktif terhadap suspensi pasif. Dari grafik diatas juga menunjukkan bahwa semakin kecil nilai  $\tau_c$  maka semakin besar reduksi amplitudo yang dihasilkan.

Karakteristik respon transient dari respon simpangan dan percepatan kursi akibat gangguan sinyal sinus diperjelas pada tabel 4.9 dibawah ini.

**Tabel 4. 9** Respon Transient Suspensi Aktif DS Dengan Gangguan Sinyal Sinus

$\tau_c$	<i>Max overshoot</i> simpangan (m)	<i>Settling time</i> (s)	$a_{rms}$ (m/s <sup>2</sup> )
0.001	0.0035	0.42	1.239
0.0001	0.00059	0.38	0.198
0.00005	0.00030	0.33	0.099

Dari tabel diatas dapat dilihat untuk nilai parameter  $\tau_c$  0.001 menghasilkan nilai  $a_{rms}$  1.239 m/s<sup>2</sup> Untuk nilai  $\tau_c$  0.0001 menghasilkan penurunan max overshoot 89% dan nilai  $a_{rms}$  0.198 m/s<sup>2</sup>.. Untuk variasi  $\tau_c$  0.00005 adalah batas maksimum reduksi vibrasi yang dihasilkan oleh kontrol PID dengan menghasilkan nilai  $a_{rms}$  0.099 m/s<sup>2</sup> nilai ini sesuai dengan standar nyaman ISO. Jadi performa kerja maksimum kontrol PID untuk gangguan sinyal sinus adalah pada saat nilai  $\tau_c$  0.00005.

#### 4.5 Perbandingan Respon Suspensi Pasif Dan Suspensi Aktif Dengan Metode *Direct Synthesis*

Pada subbab ini akan disajikan perbandingan karakteristik respon transient dari respon suspensi pasif dan suspensi aktif menggunakan metode *direct synthesis* dengan ketiga sinyal

gangguan, sama seperti pada subbab 4.2 saat suspensi aktif menggunakan metode *autotuning* agar dapat diamati perbedaan hasil dari kedua metode.

#### 4.5.1 Perbandingan Respon Suspensi Pasif Dan Aktif DS Untuk Gangguan Sinyal Step

Perbandingan karakteristik respon transient pada respon suspensi pasif dan respon suspensi aktif dengan metode *direct synthesis* pada kursi *driver* disajikan pada tabel 4.10

**Tabel 4. 10** Perbandingan Respon Transient Suspensi Pasif Dan Suspensi Aktif DS Untuk Gangguan Step

	Pasif	Aktif (DS)	% penurunan
Max Overshoot simpangan (m)	0.02278 8	0.0021	95%
Settling Time (s)	1.35	7.4	
$a_{rms}(m/s^2)$	0.39	0.08	
Damping ratio ( $\xi$ )	0.14	0.21	

Dari tabel 4.10 terlihat bahwa dengan menggunakan *direct synthesis* dapat mereduksi *overshoot* sampai 95% dan menurunkan  $a_{rms}$  dari 0.39 m/s<sup>2</sup> menjadi 0.08 m/s<sup>2</sup> dan sampling ratio 0.21.

#### 4.5.2 Perbandingan Respon Suspensi Pasif Dan Aktif DS Untuk Gangguan Sinyal Impuls

Perbandingan karakteristik respon transient pada respon suspensi pasif dan respon suspensi aktif dengan metode *direct synthesis* pada kursi *driver* disajikan pada tabel 4.11

**Tabel 4. 11** Perbandingan Respon Transient Suspensi Pasif Dan Suspensi Aktif DS Untuk Gangguan impuls

	Pasif	Aktif (DS)	% penurunan
Max Overshoot simpangan (m)	0.0879	0.0012	73%
Settling Time (s)	2.17	2,4	
$a_{rms}(m/s^2)$	0.24	0.112	
Damping ratio ( $\xi$ )	0.05	0.22	

Dari tabel 4.11 terlihat bahwa dengan menggunakan *direct synthesis* dapat mereduksi *overshoot* sampai 73% dan menurunkan  $a_{rms}$  dari  $0.24 \text{ m/s}^2$  menjadi  $0.112 \text{ m/s}^2$  dan samping ratio 0.22.

#### 4.5.2 Perbandingan Respon Suspensi Pasif Dan Aktif DS Untuk Gangguan Sinyal sinus

Perbandingan karakteristik respon transient pada respon suspensi pasif dan respon suspensi aktif dengan metode *direct synthesis* pada kursi *driver* disajikan pada tabel 4.12

**Tabel 4. 12** Perbandingan Respon Transient Suspensi Pasif Dan Suspensi Aktif DS Untuk Gangguan Sinus

	Pasif	Aktif (DS)	% penurunan
Max Overshoot simpangan (m)	0.0104	0.003	%95
Settling Time (s)	1.25	0.33	
$a_{rms}(\text{m/s}^2)$	1.76	0.099	

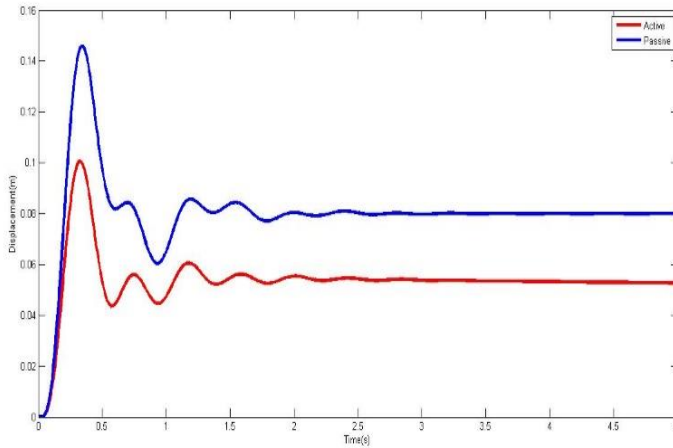
Dari tabel 4.12 terlihat bahwa dengan menggunakan *direct synthesis* dapat mereduksi *overshoot* sampai 95% dan menurunkan  $a_{rms}$  dari  $1.76 \text{ m/s}^2$  menjadi  $0.099 \text{ m/s}^2$

#### 4.6 Hasil Simulasi Untuk Gangguan Lintasan Roda Depan Dan Belakang

Simulasi untuk gangguan lintasan dari roda depan dan belakang digunakan untuk melihat secara keseluruhan perbandingan suspensi pasif dan suspensi aktif pada roda depan untuk model setengah bodi mobil. Pada dasarnya respon yang dihasilkan adalah resultan dari respon roda depan dan roda belakang.. Dalam subbab ini yang disajikan untuk dianalisa adalah grafik respon dan karakteristik respon transient.

##### 4.6.1 Hasil Simulasi Lintasan Roda Depan Belakang Untuk Gangguan Step

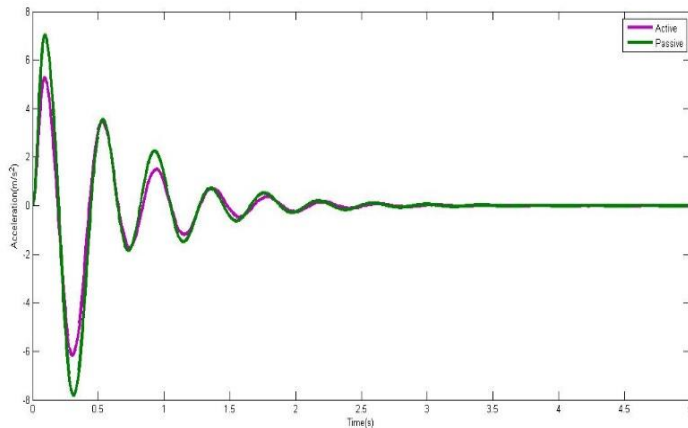
Grafik respon yang dihasilkan disajikan dalam gambar dibawah ini.



**Gambar 4. 43** Respon Simpangan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai  $\tau_c$  0.00001

Dari grafik diatas garis warna biru menunjukkan respon suspensi pasif dan garis warna merah menunjukkan respon suspensi aktif. Pada respon resultan gangguan roda depan dan belakang terlihat bahwa hasil sistem yang sudah dikendalikan tidak kembali ke set point yaitu nol, melainkan kondisi steady nya yang mengalami penurunan dari 0.08m di suspensi pasif menjadi 0.04m di suspensi aktif. Respon suspensi aktif juga mengalami penurunan amplitudo dibandingkan suspensi pasifnya. Hal ini menunjukkan meskipun yang dipasang aktuator (berlaku sebagai suspensi aktif) hanya roda depan, kontrol PID tetap memberikan pengaruh saat input gangguan berasal dari kedua roda.

Dari respon simpangan, kemudian dapat diturunkan untuk mengetahui respon percepatannya.



**Gambar 4. 44** Respon Percepatan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai  $\tau_c$  0.00001

Pada grafik percepatan diatas garis warna hijau menunjukkan respon suspensi pasif sedangkan garis warna ungu menunjukkan respon suspensi aktif. Dari gambar 4.38 diatas dapat dilihat bahwa secara resultan adanya suspensi aktif yang dipasang pada roda depan menyebabkan terjadinya sedikit perubahan pada respon percepatan yaitu amplitudo yang lebih kecil dibanding suspensi pasif.

Untuk karakteristik respon transient dari kedua respon diatas dijelaskan dalam tabel 4.7 dibawah ini.

**Tabel 4. 13** Respon Transient Simpangan Dan Percepatan Kursi Pada Gangguan Roda Depan Dan Belakang Oleh Sinyal Step

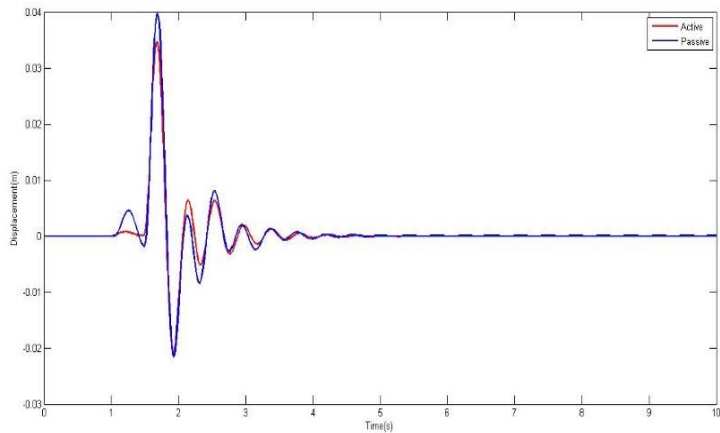
	Pasif	Aktif (DS)
<i>Max overshoot</i> simpangan (m)	0.149008	0.081291
<i>Settling time</i> (s)	1.84	1.65
$a_{rms}$ (m/s <sup>2</sup> )	1.784229	1.615837

Dari tabel diatas dapat dilihat bahwa respon suspensi aktif menunjukkan performa yang baik untuk meredam amplitudo

simpangan, dimana *max overshoot* berkurang hingga 45% dari 0.149m menjadi 0.081m. Sedangkan untuk nilai  $a_{rms}$  tidak terlalu banyak mengalami perubahan yaitu dari  $1.78 \text{ m/s}^2$  menjadi  $1.61 \text{ m/s}^2$  nilai ini belum memenuhi standar kenyamanan oleh ISO.

#### 4.6.2 Hasil Simulasi Lintasan Roda Depan Belakang Untuk Gangguan *Impulse*

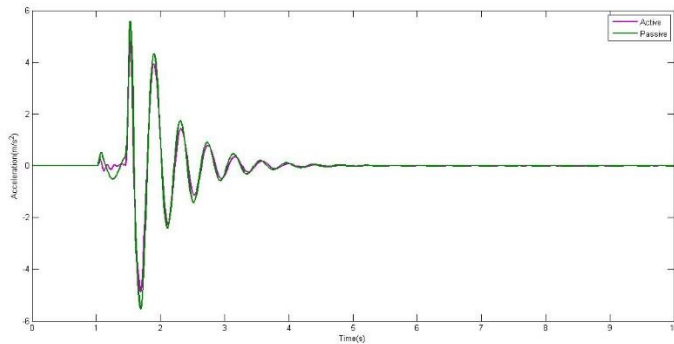
Grafik respon yang dihasilkan disajikan dalam gambar dibawah ini.



**Gambar 4. 45** Respon Simpangan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai  $\tau_c$  0.001

Dari grafik diatas garis warna biru menunjukkan respon suspensi pasif dan garis warna merah menunjukkan respon suspensi aktif. Dari gambar 4.39 diatas terlihat bahwa kontrol PID pada aktuator roda depan secara keseluruhan belum dapat mereduksi getaran dengan baik. Hal tersebut ditunjukkan dengan penurunan amplitudo yang cukup kecil dari suspensi aktif terhadap suspensi pasifnya. Waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kondisi *steady* pun hampir sama. Baik ketika roda depan dikenai gangguan maupun roda belakang yang dikenai.

Dari respon simpangan, kemudian dapat diturunkan untuk mengetahui respon percepatannya.



**Gambar 4. 46** Respon Percepatan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai  $\tau_c$  0.001

Pada grafik percepatan diatas garis warna hijau menunjukkan respon suspensi pasif sedangkan garis warna ungu menunjukkan respon suspensi aktif. Dari gambar 4.40 diatas dapat dilihat bahwa diawal ketika dikenai gangguan pada roda depan respon menunjukkan penurunan amplitudo yang sangat besar, kemudian saat roda belakang yang terkena gangguan, respon suspensi aktif hanya menunjukkan sedikit perubahan yaitu amplitudo yang lebih kecil dibanding suspensi pasif. Secara keseluruhan suspensi aktif belum dapat mereduksi nilai percepatan dengan baik.

Untuk karakteristik respon transient dari kedua respon diatas dijelaskan dalam tabel 4.8 dibawah ini.

**Tabel 4. 14** Respon Transient Simpangan Dan Percepatan Kursi Pada Gangguan Roda Depan Dan Belakang Oleh Sinyal Impuls

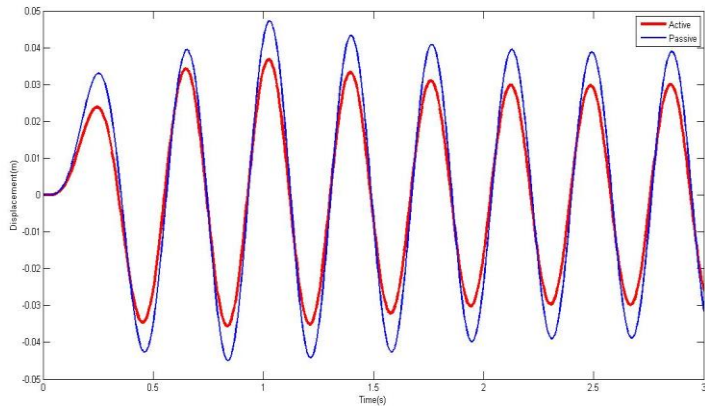
	Pasif	Aktif (DS)
<i>max overshoot</i> simpangan (m)	0.039	0.034
<i>settling time</i> (s)	4.2	3.78
$a_{rms}$ (m/s <sup>2</sup> )	1.473771	1.259

Dari tabel diatas dapat dilihat bahwa respon suspensi aktif menunjukkan performa yang baik untuk meredam amplitudo simpangan, dimana *max overshoot* berkurang hingga 13% dari 0.039m menjadi 0.034 m. Sedangkan untuk nilai  $a_{rms}$  tidak terlalu

banyak mengalami perubahan yaitu dari  $1.47 \text{ m/s}^2$  menjadi  $1.259 \text{ m/s}^2$  nilai ini belum memenuhi standar kenyamanan oleh ISO.

#### 4.6.3 Hasil Simulasi Lintasan Roda Depan Belakang Untuk Gangguan Sinus

Grafik respon simpangan yang dialami kursi akibat gangguan yang dikenakan pada roda depan dan belakang disajikan dalam gambar dibawah ini.

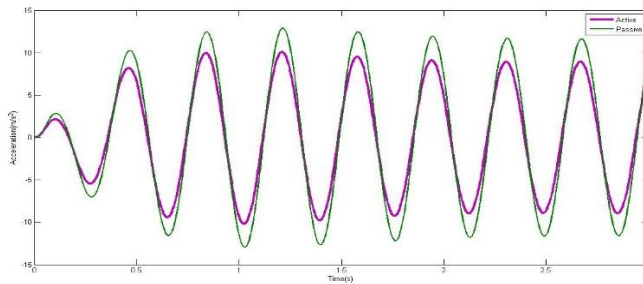


**Gambar 4. 47** Respon Simpangan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai  $\tau_c$  0.00001

Dari grafik diatas garis warna biru menunjukkan respon suspensi pasif dan garis warna merah menunjukkan respon suspensi aktif. Dari gambar 4.39 diatas terlihat bahwa kontrol PID pada aktuator roda depan secara keseluruhan belum dapat mereduksi getaran dengan baik. Hal tersebut ditunjukkan dengan penurunan amplitudo yang cukup kecil dari suspensi aktif terhadap suspensi pasifnya. Dari grafik diatas pula dapat dilihat bahwa waktu yang dibutuhkan sistem untuk mencapai terjadinya gelombang dengan amplitudo konstan (*steady*) tidak jauh berbeda antara suspensi aktif dan pasifnya.

Dari respon simpangan, kemudian dapat diturunkan untuk mengetahui respon percepatannya yang dialami kursi penumpang.





**Gambar 4. 48** Respon Percepatan Kursi Akibat Gangguan Roda Depan Dan Belakang Dengan Nilai  $\tau_c$  0.00001

Pada grafik percepatan diatas garis warna hijau menunjukkan respon suspensi pasif sedangkan garis warna ungu menunjukkan respon suspensi aktif. Dari gambar 4.42 diatas dapat dilihat bahwa suspensi aktif pada roda depan dapat mengurangi percepatarn secara keseluruhan dari gangguan lintasan roda depan dan belakang. Hal tersebut terlihat dari pengurangan amplitudo percepatan suspensi aktif terhadap suspensi pasif.

Untuk karakteristik respon transient dari kedua respon diatas dijelaskan dalam tabel 4.9 dibawah ini.

**Tabel 4. 15** Respon Transient Simpangan Dan Percepatan Kursi Pada Gangguan Roda Depan Dan Belakang Oleh Sinyal Sinus

	Pasif	Aktif (DS)
<i>max overshoot</i> simpangan (m)	0.047	0.036
<i>settling time</i> (s)	1.82	0.58
$a_{rms}$ (m/s <sup>2</sup> )	9.75	5.90

Dari tabel diatas dapat dilihat bahwa respon suspensi aktif menunjukkan performa yang kurang baik untuk meredam amplitudo simpangan, dimana *max overshoot* berkurang hingga 22% dari 0.047m menjadi 0.036m. Untuk  $a_{rms}$ , terjadi penurunan yang cukup besar dari suspensi aktif terhadap suspensi pasif yaitu dari 9.75 m/s<sup>2</sup> menjadi 5.9 m/s<sup>2</sup>, akantetapi nilai ini masih belum memenuhi standar kenyamanan yang diterapkan ISO 2631.

#### 4.7 Pembahasan

Sistem suspensi aktif adalah sistem suspensi yang nilai koefisien pegas dan dampungnya tidak dapat diubah-ubah. Model yang digunakan pada penelitian ini adalah model setengah badan mobil yang terdiri dari 5 DOF dan yang menjadi objek untuk analisa kenyamanan adalah pengaruh peredaman pada kursi. Seperti yang sudah dijelaskan pada subbab 4.1, bahwa yang berperan dalam meredam getaran akibat interaksi roda dengan jalan yang tidak rata bukannya sistem suspensi yang terpasang diantara roda dan bodi mobil tetapi juga sistem suspensi pada kursi. Oleh karena itu terdapat perbedaan antara besarnya getaran yang ditransmisikan pada bodi dan kursi. Hal ini ditunjukkan oleh respon *displacement* bodi dan kursi pada gambar 4.1 dan gambar 4.2. Subbab 4.2 menunjukkan respon suspensi pasif terhadap ketiga sinyal gangguan. Untuk gangguan step hasil  $a_{rms}$  nya adalah  $0.39 \text{ m/s}^2$  dan damping ratio 0.14. Nilai ini belum memenuhi standar kenyamanan oleh karena itu sistem dengan input step perlu dilakukan kontrol aktif. Untuk respon dari sinyal gangguan impuls diperoleh nilai  $a_{rms}$   $0.24 \text{ m/s}^2$  dan damping rasio 0.05 nilai  $a_{rms}$  memang sudah sesuai tetapi damping rasionya belum, sistem dengan gangguan impuls juga perlu dikontrol. Untuk gangguan sinyal sinus diperoleh nilai  $a_{rms}$  sebesar  $1.79 \text{ m/s}^2$  dan sudah pasti sistem dengan gangguan sinus ini butuh dikontrol. Metode *autotuning* adalah metode paling sederhana yang dapat dilakukan untuk menala parameter  $K_p$   $K_i$   $K_d$ , metode ini bekerja berdasarkan algoritma IAE, dimana sistem kontrol berusaha mengurangi error antara output dan set point dan menghasilkan respon secepat mungkin untuk mengikuti trayektori set point. Subbab 4.3 menunjukkan hasil simulasi dari metode *autotuning*. Untuk sinyal gangguan step diperoleh hasil  $a_{rms}$   $0.22 \text{ m/s}^2$  dan damping rasio 0.11. Nilai  $a_{rms}$  memang sudah memenuhi standar ISO tetapi damping rasio yang dihasilkan belum. Untuk sinyal gangguan impuls diperoleh nilai  $a_{rms}$   $0.19 \text{ m/s}^2$  dan damping rasio 0.09,  $a_{rms}$  sudah memenuhi standar tetapi damping rasionya belum. Untuk gangguan sinyal sinus diperoleh hasil  $a_{rms}$  sebesar  $0.79 \text{ m/s}^2$  dan nilai ini belum memenuhi standar ISO. Apabila diamati, maka

kelemahan dari metode *autotuning* ini ada dua, yang pertama belum mampu menghasilkan nilai damping ratio yang diharapkan, yang kedua tidak dapat menghasilkan respon yang baik untuk gangguan sinyal sinus. Hal ini dikarenakan *autotuning* bekerja untuk mengikuti trayektori set point dengan mengecilkan error, dan menggunakan linierisasi oleh karena itu untuk sistem yang kompleks seperti sistem dengan masukan sinyal sinus akan mendapatkan hasil yang tidak begitu memuaskan. Pada bab 2 dan bab 3 sebelumnya telah dijelaskan bahwa metode untuk mengatasi kekurangan ini adalah dengan menggunakan metode *direct synthesis* dimana metode ini bekerja berdasarkan bentuk plant dan output yang diharapkan. Output respon getaran pada dinyatakan dengan damping ratio seperti pada persamaan 2.3. hasil yang diperoleh dari kontrol aktif menggunakan *direct synthesis* untuk gangguan sinyal step adalah nilai  $a_{rms}$   $0.086 \text{ m/s}^2$  dan damping ratio 0.21, untuk gangguan sinyal impuls diperoleh nilai  $a_{rms}$  sebesar  $0.112 \text{ m/s}^2$  dan damping ratio 0.22, untuk gangguan sinyal sinus diperoleh hasil nilai  $a_{rms}$  sebesar  $0.099 \text{ m/s}^2$ . Nilai  $a_{rms}$  dan damping ratio yang dihasilkan oleh kontrol aktif *direct synthesis* sudah memenuhi standar yang ditetapkan ISO 2631 maupun OptimumG. Nilai ini diperoleh, karena faktor  $t_c$  dan gain Kp pada *direct synthesis*. Pada persamaan parameter *direct synthesis*,  $t_c$  bekerja sebagai penyebut oleh karena itu semakin kecil nilai  $t_c$  maka parameter Kp Ki Kd semakin besar. Dengan perbandingan harga yang tepat maka diperoleh hasil yang diinginkan. Gain Kp adalah perbesaran hasil respon aktif terhadap pasif, maka semakin kecil nilai  $t_c$  Gain Kp juga semakin besar.

**Halaman ini memang dikosongkan**

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil yang telah didapatkan serta meninjau kembali permasalahan beserta batasannya, tujuan, dapat dirumuskan beberapa kesimpulan yang diperoleh dalam pelaksanaan tugas akhir ini, yaitu:

1. Metode *Direct Synthesis* adalah metode yang tepat untuk desain suspensi aktif sesuai dengan standar kenyamanan berkendara untuk *passenger car*.
2. Respon dinamik suspensi aktif *Direct Synthesis* yang sesuai dengan standar ISO 2631 telah didapatkan, dengan nilai  $\tau_c$  untuk input step adalah 0.0002 menghasilkan  $a_{rms}$  0.086 m/s<sup>2</sup> dan damping ratio 0.21, untuk input impulse dengan nilai  $\tau_c$  0.02 menghasilkan  $a_{rms}$  0.112 m/s<sup>2</sup> dan *damping ratio* 0.22, dan untuk input sinus dengan nilai  $\tau_c$  0.00005 menghasilkan  $a_{rms}$  0.09 m/s<sup>2</sup>.

#### **5.2 Saran**

Saran yang dapat diberikan untuk pengembangan tugas akhir selanjutnya adalah dilakukannya penelitian dengan pemasangan aktuator diroda depan maupun roda belakang untuk melihat respon suspensi aktif secara keseluruhan dari model setengah badan mobil. Karena dari analisa yang sudah dilakukan pada bab 4 sebelumnya, pemasangan aktuator pada roda depan saja belum memberikan hasil yang baik terhadap gangguan yang mengenai roda depan dan belakang secara keseluruhan.

**Halaman ini memang dikosongkan**

## DAFTAR PUSTAKA

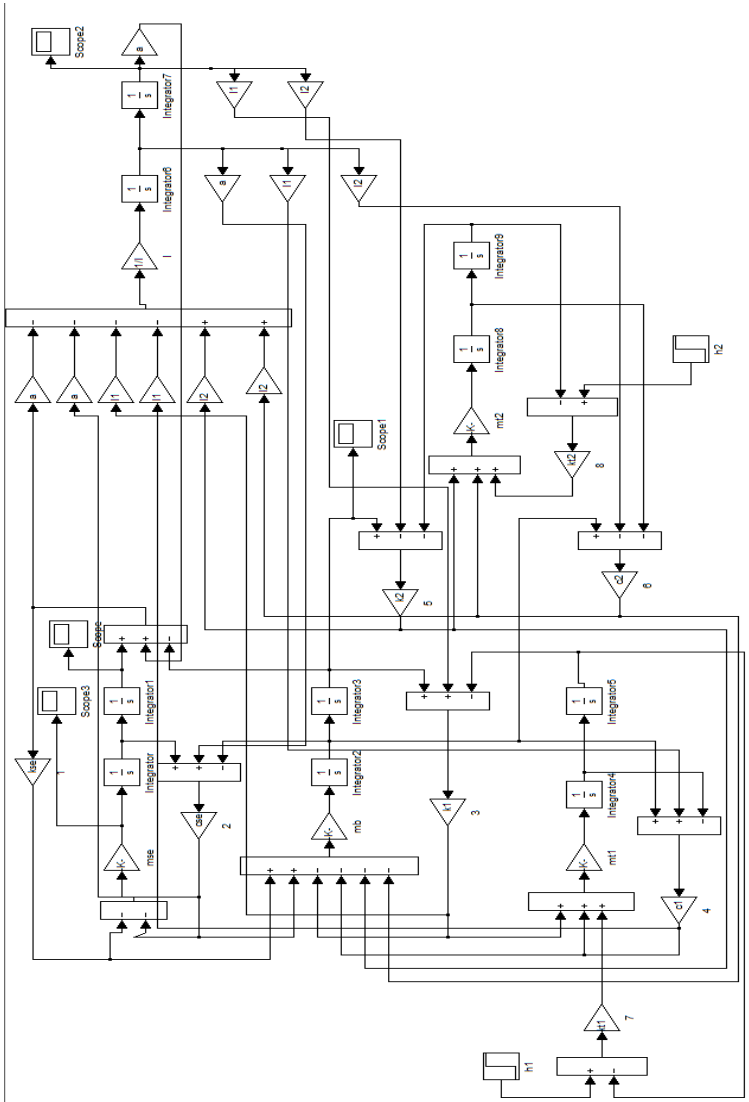
- [1] A.Gagorowski, "Simulation Studi on Stiffness of Suspension Seat in The Aspect of the Vibration Assesment Affecting a Vehicle Driver," *Logistics and Transport*, vol. 11, no. 2, pp. 55-62, 2010.
- [2] J. R. G. T.P. Guston, "A Comparison of Two Methods of Simulating Seat Suspension Dynamic Performance," *Journal of Sound And Vibration*, no. 287, pp. 117-134, 2004.
- [3] I. 2631, "Mechanical Vibration and Shock Evaluation of Human Body Exposure to Whole Body Vibration : General Requirement," International Organization of Standarization, 1997.
- [4] H. G. P. L. Honghai Liu, Handbook Of Vehicle Suspension Control System, London: The Institution of Engineering and Technology, 2013.
- [5] H. M. Hrovat D., "Optimum Vehicle Suspension Minimizing RMS Rattlespace, sprung mass acceleration, and Jerk," *American Society of Mechanical Engineers,ASME PAPER 81 WA/DSC-23*, pp. 15-20, 2011.
- [6] R. S. Wahyudi, "Perancangan Kendali Suspensi Aktif," *JETri*, vol. 13, no. 2, pp. 73-86, 2016.
- [7] K. Chaitanya, "Modelling Simulation and Control of an Active Suspension System," *International Journal of Mechanical Engineering And Technology (IJMET)*, vol. 4, no. 11, pp. 66-75, 2014.
- [8] A. T. Abdallah W.H., "Quarter Car Active Suspension System Control Using PID Controller tuned by PSO," *Iraq J. Electrical and Electronic Engineering*, vol. 11, no. 2, 2015.
- [9] J. D. B. Popovic V., "Design and Simulation of Active Suspension System by Using Matlab," in *FISITA World Automotive Congress*, Seoul, 2000.

- [10] X. G. W. Hu W., "PID Controller Design Based on Two-Degrees-of-Freedom Direct Synthesis," *IEEE*, vol. 11, pp. 629-634, 2011.
- [11] M. Ali, "Pembelajaran Perancangan Sistem Kontrol PID dengan Software Matlab," *Jurnal Edukasi@Elektro*, vol. 1, no. 1, pp. 1-8, 2004.
- [12] H. Wicaksono, "Kontrol PID Untuk Pengaturan Kecepatan Motor DC Dengan Metode Tuning Direct Synthesis," *Jurnal Teknik Elektro*, vol. 4, no. 1, pp. 10-17, 2004.
- [13] CHEN403, "*Direct synthesis* Controller Tuning," Colorado, Colorado School of Mines, 2009, pp. 1-9.
- [14] S. Brisson, "Tech and Tip Spring & Damper, Ep Four," Optimum G, Denvor.co.
- [15] cardomain.com, "Renault Megane Coupe 2001," 2013.
- [16] "CHAPTER 4 PID Control Design," in *Advance Topics in Process Control*, Riyadh Saudi Arabia, King Saud University.



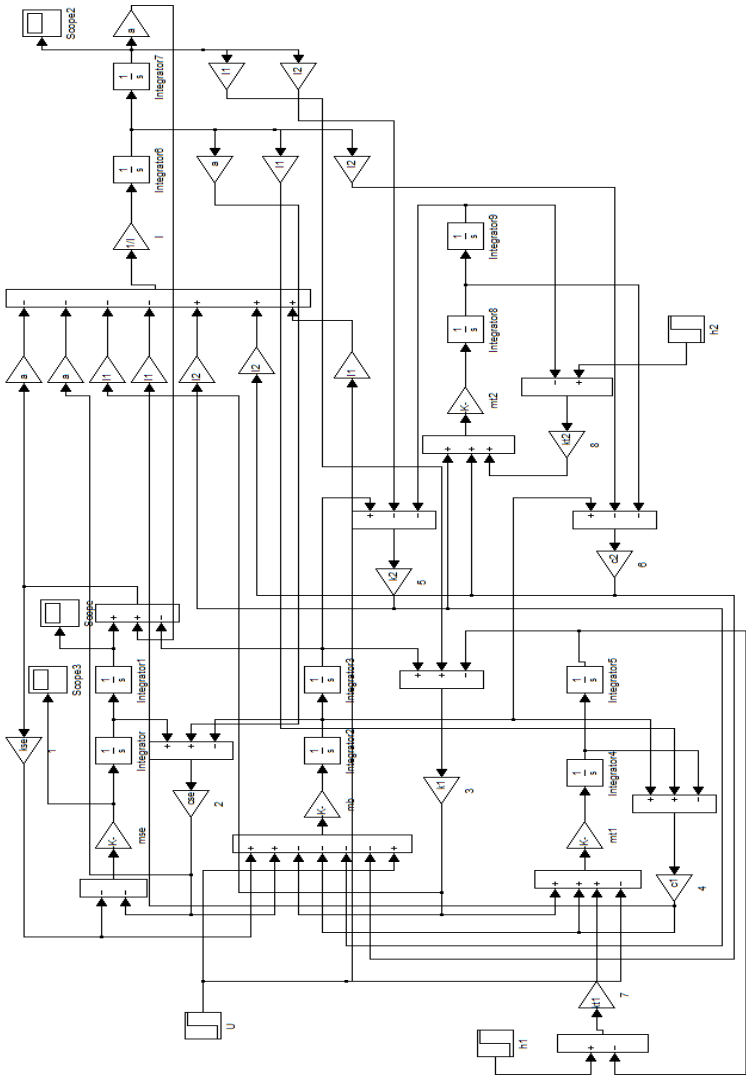
## LAMPIRAN A

### DIAGRAM SIMULINK SUSPENSI PASIF



## LAMPIRAN B

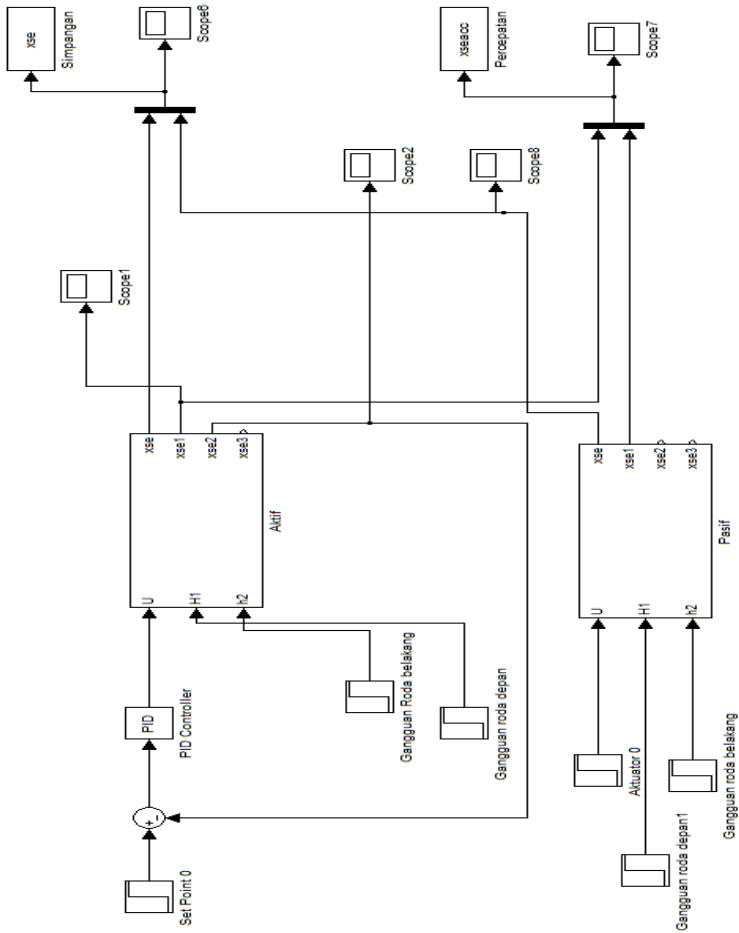
### DIAGRAM SIMULINK SUSPENSI AKTIF



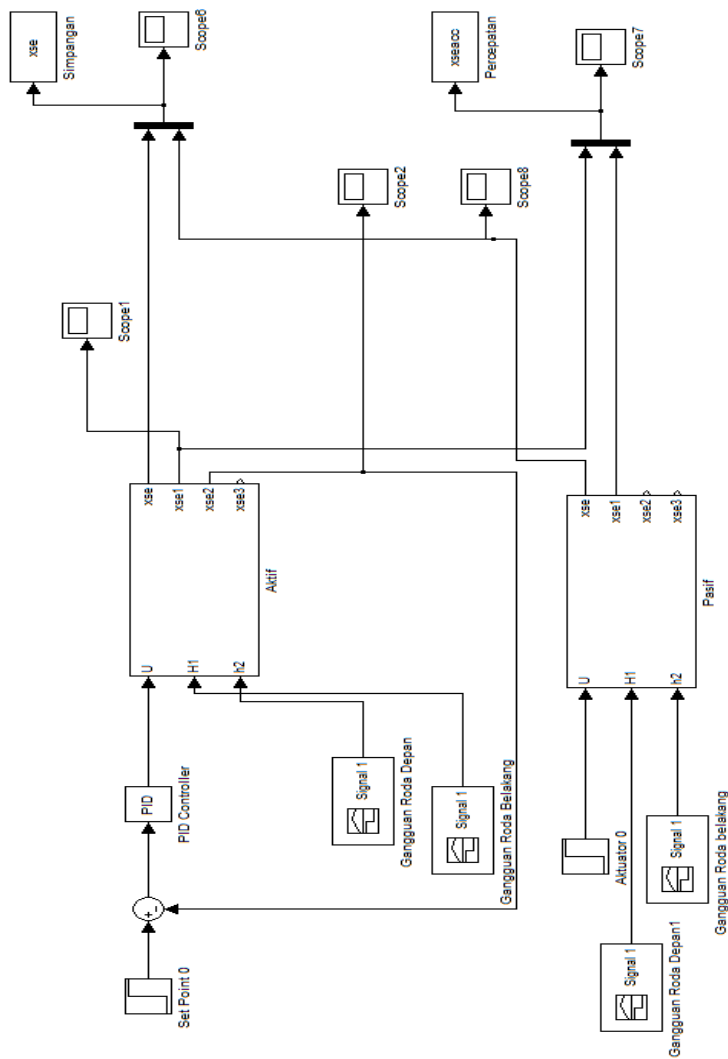
## LAMPIRAN C

### DIAGRAM SIMULINK KONTROL PID SUSPENSI AKTIF

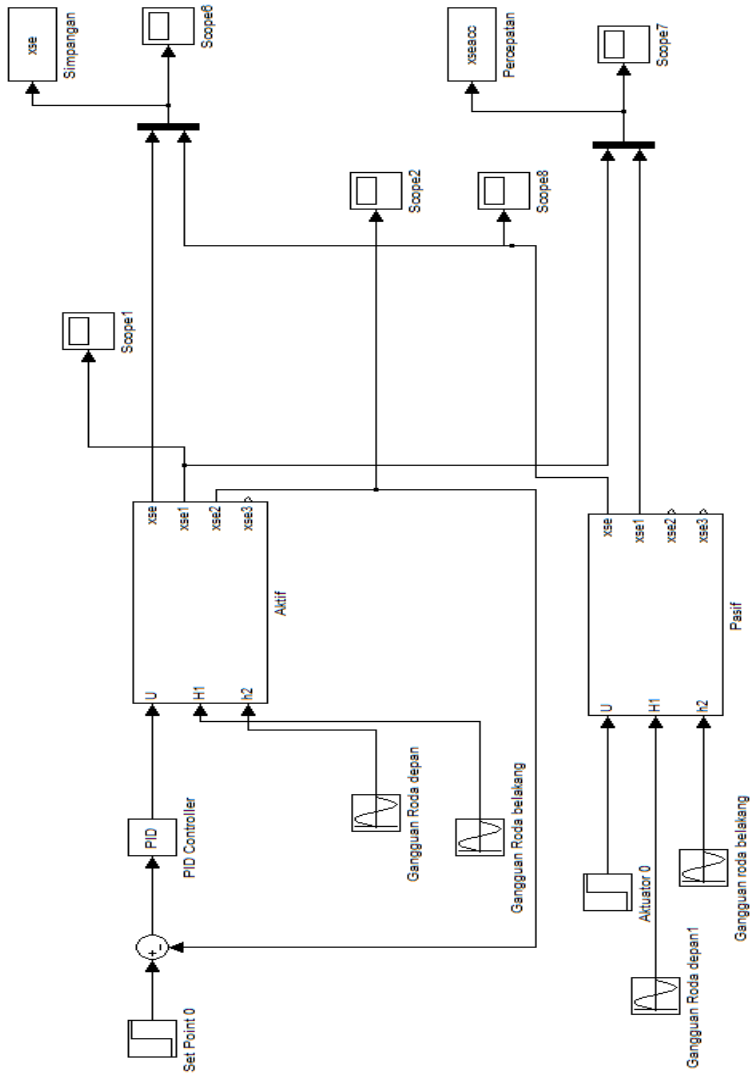
#### C-1 INPUT STEP



C2-INPUT IMPULS



## C3-INPUT SINUS



## BIODATA PENULIS



Penulis adalah anak tunggal yang dilahirkan di Tulungagung, 17 Oktober 1995. Pendidikan formal yang ditempuh penulis mulai dari MI Miftahul Huda Tanggulkundung pada tahun 2001, SMPN 1 Bandung Tulungagung pada tahun 2007, SMAN 1 Gondang Tulungagung pada tahun 2010, dan mengambil S1 Teknik Fisika, Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2013 melalui jalur tes tulis (SBMPTN).

Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif dalam berbagai kegiatan organisasi, seperti menjadi staff kementerian dalam negeri BEM ITS 14/15, menjadi bendahara umum EPW 2015 yang merupakan *event* terbesar milik Teknik Fisika, menjadi bendahara umum Kabinet OKE HMTF ITS 15/16. Selain itu penulis adalah pemandu aktif FTI yang tergabung dalam forkom KOMPAS. Penulis sempat menjadi finalis dalam lomba *business plan* yang diadakan oleh Universitas Negeri Yogyakarta.

Menjadi asisten Laboratorium Vibrasi dan Akustik Teknik Fisika ITS, membuat penulis menaruh ketertarikan pada bidang vibrasi. Dalam Tugas Akhir ini penulis mengambil topik kontrol vibrasi. Apabila pembaca ingin berdiskusi lebih lanjut terkait Tugas Akhir ini, dapat menghubungi penulis di [lailyoktavia17@gmail.com](mailto:lailyoktavia17@gmail.com).